Dampfschnellbahnzug

für

120 km mittlere stündliche Geschwindigkeit (150 Km-St. maximal).

HEINRICH MEHLIS

Regierungs-Baumeister a. D.

Dampfschnellbahnzug

für 120 km mittlere stündliche Geschwindigkeit (150 Km-St. maximal).

Von der Technischen Hochschule zu Karlsruhe
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte Dissertation

von

HEINRICH MEHLIS
Regierungs-Baumeister a. D.

Referent: Herr Geheimer Hofrat Professor Dr. KARL KELLER.
Korreferent: Herr Professor RICHARD GRASSMANN.

Juli 1903.

5708. Deutsche Buch- und Kunstdruckerei, G. m. b. H., Zossen–Berlin SW. 11.

Einleitung.

Einer, aus dem Kreise der Mitglieder des Vereins Deutscher Maschinen-Ingenieure zu Berlin hervorgegangenen Anregung Folge leistend, wurde von dem genannten Verein ein allgemeines Preisausschreiben erlassen auf

„Erlangung von Entwürfen für Betriebsmittel, die für schnelllaufende, durch Dampflokomotiven zu befördernde Personenzüge geeignet sind".

Der genaue Text der Ausschreibung mit einem zugehörenden, interessanten Vorwort ist in „Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1902 Seite 85" abgedruckt. Die Aufgabe selbst ist die folgende:

„Es wird verlangt der vollständige Entwurf einer Dampflokomotive, die befähigt ist, auf gerader, wagerechter Bahn einen Zug im Gewicht von etwa 180 t (ohne Lokomotive) mit einer Geschwindigkeit von 120 km in der Stunde auf die Dauer von 3 Stunden ohne Aufenthalt zu befördern. Die Wasseraufnahme kann im Fahren in Abständen von etwa 120 km stattfinden. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit des Zuges soll 150 km in der Stunde betragen. Zum Entwurf gehört außer dem Erläuterungsbericht die Gewichtsberechnung und die Untersuchung der störenden Bewegungen."

„Es werden ferner verlangt die vollständigen Entwürfe von Eisenbahnwagen, die noch bei einer Geschwindigkeit von 150 km in der Stunde einen durchaus betriebssicheren Gang haben und so eingerichtet sind, daß sie den Reisenden auch bei Unfällen den größtmöglichen Schutz bieten. Die Einrichtungen zur Lüftung, Beheizung und Beleuchtung der Wagen sind gut durchzubilden. Besonderer Wert ist auf die Ausführung und Wirkungsweise der Bremseinrichtungen der Lokomotive und Wagen zu legen, sodaß der Zug auf dem kürzesten Wege zum Halten gebracht werden kann. Der Zug soll nur eine Klasse führen und mindestens 100 Reisende mit ihrem Gepäck aufnehmen können. Einrichtungen zur Verabreichung von Erfrischungen während der Fahrt sollen vorhanden sein."

„Bei der Konstruktion der Betriebsmittel sind im übrigen die Bestimmungen der „Betriebsordnung für die Haupteisenbahnen Deutschlands“, der „Normen für den Bau und die Ausrüstung der Haupteisenbahnen Deutschlands“, sowie der „technischen Vereinbarungen“ zu beachten; jedoch kann von den Vorschriften über die Verkupplung der Fahrzeuge abgesehen werden. Den Entwürfen ist ein eingehender Erläuterungsbericht nebst Berechnungen beizufügen.“

Störende Bewegungen bei schnellfahrenden Eisenbahnzügen.

In technischen Kreisen besteht vielfach die Ansicht, daß die heutige Dampflokomotive mit ihren hin- und hergehenden Triebwerksteilen nicht in der Lage ist, eine Verwendung bei Zuggeschwindigkeiten von 100 bis 200 Km.-St. zu finden. Es soll vielmehr diese Aufgabe nur von elektrisch betriebenen Fahrzeugen, die bekanntlich nur rotierende Triebwerke besitzen, in betriebssicherer Weise gelöst werden können. Diesen Behauptungen gegenüber, welche die Dampflokomotive für hohe Fahrgeschwindigkeiten so sehr hinter die elektrisch betriebene zurücksetzen, möge auf die wertvollen, in neuester Zeit erschienenen Aufsätze von Wittfeld[1]) und v. Borries[2]) verwiesen werden. Beide Verfasser kommen in ihren Abhandlungen etwa zu folgenden Schlüssen:

1. Unregelmäßigkeiten in der Gleislage gewinnen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten einen bedeutenden Einfluß.

Als Hauptmittel gegen diese Gefahr bieten sich langer fester Radstand und eine solche Anordnung der Achsen, daß das Fahrzeug an den Enden möglichst leicht gehaltene Drehgestelle mit Seitenverschiebbarkeit und Rückstellfedern erhält, die sich den Gleiskrümmungen sanft und schnell anschmiegen, und in der Mitte, fest mit dem Lokomotivrahmen verbundene Radsätze, die große Räder erhalten und stark belastet sind. Die unabgefederten Teile des Lokomotivkörpers müssen möglichst geringes Gewicht haben. Der abgefederte Teil soll Tragfedern von großem Arbeitsvermögen erhalten; Blattfedern von 13 mm Blattdicke und 1200 mm Länge reichen erfahrungsgemäß für Geschwindigkeiten über 100 Km.-St. aus. Die Masse der Lokomotive muß ein um ihre senkrechte Schwerpunktsachse großes Trägheitsmoment erhalten, so daß sie den Ablenkungen der Drehgestelle nur langsam zu folgen vermag und nach einigen trägen Schwingungen bald wieder zur Ruhe kommt. Der Schwerpunkt der Lokomotive kann gemäß den neueren Anschauungen hoch gelegt werden, wohin im allgemeinen die Größe der Konstruktionsabmessungen allein schon führen wird.

[1]) Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1902 S. 86 ff.

[2]) Zeitschr. des Vereins Deutscher Ingenieure 1902 S. 1066 ff., 1349 ff., 1784 ff.

2. Die sogenannten störenden Bewegungen im engeren Sinne, welche von den Triebwerksdrucken herrühren, wie z. B. die wechselnden Drucke der Kreuzköpfe gegen ihre Führungen u. a. mehr verlieren bei wachsender Fahrgeschwindigkeit und bei den immer größer gewordenen Eigengewichten des Lokomotivkörpers an Bedeutung. Eine Ausnahme hiervon bilden nur die durch die hin- und hergehenden Kolben und Triebwerksmassen der Maschine hervorgerufenen freien Massenkräfte und -momente, deren gefährlicher Einfluß im Quadrat der Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Zu den hin- und hergehenden Triebwerksteilen in dem hier vorliegenden Sinne gehören die Kolben und Kolbenstangen, die Kreuzköpfe und etwa das halbe Gewicht der Schubstangen. Die Exzenterstangen, Schieberstangen und Schieber können, da diese Teile verhältnismäßig wenig Gewicht haben und nicht mit großer Geschwindigkeit bewegt werden, außer Betracht gelassen werden.

v. Borries schlägt in seiner außerordentlich scharfsinnigen Behandlung der Wirkung der freien Massenkräfte und -momente, die von den horizontal bewegten Triebwerksteilen herrühren und die Lokomotive bald nach vorwärts, bald nach rückwärts schieben, bald nach rechts herumdrehen, bald ebensoviel nach links, den Weg der Rechnung ein. Er findet dabei, um wieviel die gesamte Lokomotive mit ihrem festgekuppelten Tender nach vorn geschoben wird, wenn der Gesamtschwerpunkt der nicht durch Gegengewichte in den Rädern ausgeglichenen Triebwerksteile aus seiner äußersten Lage vorn in seine äußerste Lage hinten wandert und umgekehrt. Streng genommen kann man allerdings von einem Vorschieben der Lokomotive nicht reden. Es wird vielmehr der von der Lokomotive während einer halben Triebradumdrehung zurückgelegte Weg um die Hälfte der kleinen, durch v. Borries ausgerechneten Verschiebung vermehrt bzw. verkürzt, wofern man bei den Achsführungen, Lagerschalen usw. ein freies Spiel in der Fahrtrichtung als nicht vorhanden voraussetzt. Immerhin sind diese Geschwindigkeitsänderungen — denn als solche muß man sie bezeichnen — nur einige Millimeter groß und daher ohne Einfluß auf den betriebssicheren Gang der Lokomotive, zumal sie in der Fahrrichtung wirken. Der schädliche Einfluß der freien Massenkräfte ist mehr in der Größe der Kräfte selbst zu erblicken, da sie darauf hinarbeiten, den Nietverband des Rahmens, Führerhauses, Zugkastens usw. zu lockern.

Man kann sich ein einigermaßen zutreffendes Bild von der Schädlichkeit der freien Massenkräfte machen, wenn man bedenkt, — siehe Blatt No. IV der dieser Arbeit beigefügten Zeichnungen — daß z. B. bei der $^2/_4$ preußischen Schnellzugmaschine, deren hin- und hergehende Triebwerksteile $\sim$ 270 kg für je einen Cylinder wiegen, bei 90 Km.-St. Fahrgeschwindigkeit, 1980 mm Triebraddurchmesser und 600 mm Hub im Augenblick der vorderen Totpunktlage des Kolbens ein horizontaler Massendruck von 5,9 t entsteht, der die Lokomotive nach vorwärts wirft und im Augenblick der hinteren Totpunktlage ein entgegengesetzt gerichteter Druck von 4,7 t.

1*

Die Ungleichheit dieser beiden maximalen Massendrücke ist eine Folge der Endlichkeit der Pleuelstange. Die Massenkräfte kommen in der angegebenen Größe zur Geltung, wenn Gegengewichte zum Ausgleich der hin- und hergehenden Massen in die Triebräder nicht eingebaut werden. Da die Maschine bei 90 Km.-St. 4 Triebradumdrehungen pro Sekunde macht, so entsteht pro 1 Sekunde 4 mal die Kraft 5,9 t und 4 mal 4,7 t. Diese Kräfte durchfließen, freilich immer kleiner werdend, den ganzen Bau der Lokomotive mit Tender. Ja, es werden ähnlich kleine Geschwindigkeitsänderungen, wie sie Herr v. Borries errechnete, erst erreicht, wenn die ganze Masse von Lokomotive und Tender an den Erschütterungen teilnimmt. Nach außen hin machen sich die freien Kräfte als Vibrationen bemerkbar.

Des weiteren findet v. Borries, daß die Drehungen des Lokomotivkörpers um seine senkrechte Schwerpunktsachse, seitliche Ausschläge der Rahmenenden bis zu $\sim$ 5 mm bei den verschiedenen Lokomotivtypen zur Folge haben. Der Grund für diese Drehungen liegt darin, daß die hin- und hergehenden Triebmassen außerhalb der Symmetrieebene der Lokomotive liegen und sich unter eine, dem Voreilen der einen Kurbel vor der anderen entsprechenden gegenseitigen Phasenverschiebung bewegen. Zur möglichsten Verringerung der durch die Drehungen des Lokomotivkörpers hervorgerufenen Drucke gegen die Achsschenkel der hintersten und vordersten Achse bzw. gegen die Drehzapfen der Drehgestelle bietet sich naturgemäß möglichste Vergrößerung des Radstandes.

Diskussion der Frage, ob die freien Massenmomente eine Entgleisungsgefahr hervorrufen können.

Es ist mehrfach von Lokomotivtechnikern die Ansicht[1]) ausgesprochen, daß die durch die freien Massenmomente hervorgerufenen Drehungen der Lokomotive die von den Gleisunebenheiten herrührenden Schlingerbewegungen noch verstärken können, zumal wenn an den Lokomotivenden Drehgestelle mit Rückstellfedern eingebaut sind. Diese Annahme widerspricht jedoch derjenigen, daß die durch die hin- und hergehenden freien Massen erzeugten Drehungen der Lokomotive in sich begrenzt sind, daß dieselben lediglich dem Gesetze

$$\text{Masse} \times \text{Trägheitsradius} \times \text{Ausschlag} = \text{constans}$$

folgten und also nach außen weder eine Kraft noch Arbeitsleistung abgeben können.

Wenn die soeben angeführte Gleichung in dem hier verlangten Zusammenhang richtig ist, so dürfte, um ein Beispiel aus dem alltäglichen Leben zu wählen, ein Mensch, der an einem langen Tau hängt oder in

[1]) Glasers Annalen. 1902. S. 88.

einer Schaukel sitzt, durch Bewegungen der Arme und Beine sich nicht in Schwingung versetzen können, weil er reibungslos aufgehängt ist, und die Vorwärtsbewegung eines Teiles des Körpers von einer entsprechenden Rückwärtsbewegung anderer Körperteile begleitet sei. Die Erfahrung lehrt nun aber, daß man durch planmäßiges Bewegen des Körpers sehr wohl eine Schaukel, auf der man sitzt, und die zuvor in vollkommener Ruhe war, in ganz gewaltige Schwingungen setzen kann. Unter den planmäßigen Schwingungen des Körpers, die einem die Erfahrung zu machen angibt, wenn man die Schaukel ohne fremde Hilfe in Bewegung setzen will, sind Bewegungen des Körpers zu verstehen, die mit den Pendelschwingungen der Schaukel in einem einfachen Verhältnis stehen. Wenn jemand auf der Schaukel sitzt, der ohne Plan die Beine hin- und herbewegt, bei dem ein Bein vorwärtsgeht und das andere um den gleichen Betrag rückwärts, so ist ein Ingangsetzen der Schaukel freilich ausgeschlossen.

Außer dem Beweise, daß durch kleine fortgesetzte Impulse hin- und hergehender Massen große Schwingungsbewegungen ausgeübt werden können, lehrt das Beispiel der Schaukel ferner, daß durch Massenverschiebungen innerhalb eines Systems auch äußere Arbeit geleistet werden kann. Wenn die Schaukel stark im Gange ist, so kann man dem Schaukelnden, wenn er sich gerade an dem oberen Ende der Schwingung befindet, wo die Schaukel ihre Bewegungsrichtung umkehrt, einen festen Tritt, ein Brett oder ähnliches so unterschieben, daß er in seiner hohen Lage stehen bleibt. Der Schaukelnde besitzt jetzt eine potentielle Energie der Lage entsprechend der Höhe, um die er seinen Körper durch das Schaukeln zu heben verstanden hat, und kann entsprechende Arbeit leisten. Nur bei einem unendlich langen Seil wäre der geschilderte Vorgang undenkbar, weil man nicht mehr schwingt, sondern sich nur in einer horizontalen Ebene bewegen würde, wodurch die Einleitung einer Schaukelbewegung undenkbar ist.

Um auf das Beispiel einer Lokomotive, die an den Enden Drehgestelle mit Rückstellfedern besitzt, zurückzukommen, erscheint es demnach am Ende im Gegensatz zu den Ausführungen von v. Borries — Zeitschr. d. Vereins Deutsch. Ing., Jahrg. 1902, Seite 1349 — doch wohl möglich, daß die fortgesetzten kleinen Drehimpulse der unausgeglichenen hin- und hergehenden Triebwerksteile den Lokomotivkörper in immer größer werdende Schwingungen versetzen, wofern die Anzahl der Massenimpulse zu der Schwingungszahl, welche dem Lokomotivenkörper bzw. den Rückstellfedern der Drehgestelle entspricht, in einem einfachen Verhältnis oder dessen Vielfachem steht. Unter diesem Gesichtspunkte birgt das Drehmoment der horizontal hin- und hergehenden Triebwerksmassen eine Entgleisungsgefahr in sich, und man muß bei besonders schnellfahrenden Fahrzeugen danach trachten, gerade die freien Massenmomente möglichst zu beseitigen oder unschädlich zu machen. Durch die Kräfte, welche

infolge von Gleisunebenheiten die fahrende Lokomotive hin- und herwerfen, wird zwar zeitweilig der Wirkung der freien Drehmomente entgegengearbeitet werden. Auch bedarf es ja längerer Zeit, ehe sich wahrnehmbare Schwingungen durch die horizontalen Massenmomente ausbilden können. Wenn dieselben aber durch zufällige, taktgemäße, gleichgerichtete, von fehlerhafter Gleislage herrührende Störungen unterstützt werden, so ist eine Betriebsgefahr sehr wohl denkbar.

Erläuterungen der Darstellungen der freien Massenwirkungen auf Blatt IV.

Auf Blatt IV der dieser Arbeit beigefügten Zeichnungen ist ein graphisches Verfahren zur Bestimmung der freien Massenkräfte und -momente zur Anwendung gekommen. Dasselbe gewährt eine vergleichende Übersicht über die freien Massenkräfte und -momente, welche bei den verschiedenen Kurbel- und Cylinderanordnungen entstehen, wenn man sich dieselben nacheinander auf ein und derselben Lokomotive eingebaut denkt. Das Wertvolle der Zusammenstellung liegt im Vergleich. Außerdem ist mit der graphischen Darstellung der Vorteil verknüpft, daß man nicht nur den schließlichen Weg der Verschiebung der Lokomotive durch die freien Kräfte bzw. den Weg der Drehung an den Rahmenenden bestimmen kann, sondern man hat ein schnell zu übersehendes Bild des Verlaufes der Kräfte und Momente mit und ohne Gegengewichte in den Treibrädern vor sich.

Die Schaubilder gelten mit Ausnahme von No. 4 und 5, die, wie die Tabelle der nächsten Seite zeigt, für 120 Km.-St. und andere Lokomotivabmessungen gezeichnet sind — die —·—·— Kurven stellen die Verhältnisse auf die von No. 1 reduziert dar — für die Maße der preußischen $^2/_4$ Normalschnellzugmaschine von

1980 mm Treibraddurchmesser,
600 „ Hub,
$^1/_{8,5}$ Kurbelarmlänge : Schubstangenlänge,
270 kg Gewicht der hin- und hergehenden Teile eines Cylinders.

Als ein Mittelwert verschiedener Ausführungen setzt sich das Gewicht von 270 kg zusammen aus:

141 kg Kolben- und Kolbenstange,
76 kg Kreuzkopf,
53 kg $^4/_{10}$ Schubstangengewicht,
in Summa 270 kg.

Die sogen. preußische Normalschnellzugmaschine ist mit zwei außen liegenden Cylindern von je 520 mm ∅ ausgerüstet gedacht.

Erklärung zu Zeichnung Blatt IV.

Lokomotivgattung	No.	Geschw. Km/St.	Treibrad Durchmesser mm	Kurbelgeschw. m./Sec.	Hub mm	$\frac{v^2}{r} / g$	Kurbellänge : Schubstangenlänge	Gewichte der hin- und hergehenden Massen: kleiner Cyl. kg	Gewichte der hin- und hergehenden Massen: großer Cyl. kg	Entfernung der Mitten der Außen-Cyl. mm	Entfernung der Mitten der Innen-Cyl. mm	Bemerkungen
Preuß. Normal-$^3/_4$ Schnellzug	1	90	1980	7,6	600	19,6	1/8,5		à 270	2040		
Krauß 2 Cyl.	2	90	1980	7,6	600	19,6	1/8 5		à 270		610	Hin- und hergehende Gegengewichte 2040 mm gegenseitiger Abstand, à 200 kg, nach Schlick bestimmt.
v. Borries 4 Cyl.	3	90	1980	7,6	600	19,0	1/8,5	à 240	à 270	2040	480	Große Cylinder liegen außen.
Wittfeld 3 Cyl.	4	120	2130	8,45	540	26,75	1/8,5	à 240	à 270	2040		Zwei äußere Cylinder in gleicher Phase. —·—·— Kurve: Reduktion auf $\frac{v^2}{r}/g = 19,6$.
Schlick 4 Cyl.	5	120	2130	8,45	540	26,75	1/8,5	à 437	à 270	2040	670	——— Kurven haben große Cylinder außen. —·—·— Kurve: Reduktion auf $\frac{v^2}{r}/g = 19,6$. Kleine Cylinder à 240 kg außen. Große Cylinder à 386 kg innen.
Midland 2 Cyl.	6	90	1980	7,6	600	19,6	1/8,5		à 270		610	
3 Cyl. unter 120°	7	90	1980	7,6	600	19,6	1/8,5	à 240		2040		

Wenn das veranschlagte Gewicht der hin- und hergehenden Teile eines Kolbens zu klein erscheinen sollte, so wird dadurch die Brauchbarkeit der Schaubilder in keiner Weise vermindert, weil sich lediglichder Maßstab der Aufzeichnungen im Verhältnis von 270 zu dem gewünschten Gewicht ändert.

Bei den viercylindrigen Maschinen, die mit Verbundwirkung arbeiten, sind, um stets Lokomotiven gleicher Leistung zu vergleichen, die Niederdruckzylinder ebenfalls mit 520 mm Bohrung angenommen. Die zugehörenden Hochdruckcylinder sind zu 360 mm ∅ augesetzt. Das Gewicht ihrer hin- und hergehenden Teile ist:

111 kg Kolben und Kolbenstange,
76 „ Kreuzkopf,
53 „ $^4/_{10}$ Schubstangengewicht,
in Summa 240 kg für je einen Cylinder.

Es kann nicht verhehlt werden, daß man die Triebwerksteile eines Niederdruckcylinders von 520 mm ∅ bzw. Hochdruckcylinders von 360 mm ∅ schwächer ausbilden kann, als wenn die Expansion sich in einem einzigen Cylinder von 520 mm ∅ vollzieht. Es ist hier jedoch von dieser Komplikation Abstand genommen, um möglichst einfache Verhältnisse zu erhalten; der direkte Vergleich der einzelnen Diagramme wird wenig beeinträchtigt. Gewünschten Falles könnte man die endgültige Summenkurve eines Diagramms beliebig verändern, da die Nullpunkte bestehen bleiben, und die Maxima sich im Verhältnis der geänderten Gewichte verändern.

Jede Lokomotivtype ist durch 2 Schaubilder vertreten, von denen das obere den Verlauf der freien Massenkräfte darstellt und das untere den der freien Massenmomente. Behandeln wir zunächst die Kräftediagramme, da von den Momenten das entsprechend gleiche zu sagen ist, sie aber zuerst etwas verwickelter erscheinen.

Die bei den dargestellten und heutzutage in Verwendung befindlichen Lokomotivtypen auftretenden, horizontal wirkenden Massenkräfte der hin- und hergehenden Triebwerksteile sind als Ordinaten dargestellt. Die Abscisse bildet der gleichmäßig abgerollte Kurbelkreis, also ein Weg. Da die Triebradumdrehungen aber als nahezu gleichmäßig angesehen werden können, so kann man, was für spätere Integration der schraffierten Flächen nötig ist, auch die Zeit als Abscissenachse ansehen. Die ganze Länge einer Abscisse von $0^0 - 360^0$ würde dann der Zeit einer Triebradumdrehung entsprechen. Die Kurven sind sämtlich unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge gezeichnet.

Wie bekannt, ist die Gleichung für die Beschleunigung der hin- und hergehenden Teile im Kurbelbetrieb:

$$p = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha)$$

wobei v Kurbelgeschwindigkeit,
r Kurbelradius,
α der wechselnde Winkel, unter dem die Kurbel zu der durch Achsmitte und Cylindermittelinie gelegten Geraden steht,
λ Verhältnis von Kurbellänge zu Schubstangenlänge ist.

Unter Zugrundelegung dieser Formel und eines Triebwerkgewichtes von 270 kg ergibt sich in Diagramm No. 1 für den Cylinder *I* die mit *I* bezeichnete Kurve. Unter Berücksichtigung der Phasenverschiebung von 90° — siehe Kurbeldiagramme — wird Kurve *II* für Cylinder *II* aufgetragen. Die arithmetische Summe beider Kurven ist die Kurve *K*. Zur Abschwächung des Zuckens, welches die Kraft *K* hervorruft, sind Gegengewichte gemäß § 108, Abs. 3 der „Technischen Vereinbarungen", vorgesehen, deren Fliehkraft bei 90 Km.-St. 15% des ruhenden Raddruckes von 8 t, der für die Treibräder angenommen ist, beträgt. Die größte horizontale Komponente der Fliehkraft eines Gegengewichts beträgt demnach 1,2 t. Die Kurve dieses Komponenten ist eine reine Sinuskurve, da das Gegengewicht im Kreise rotiert. Die Lage der Gegengewichte in den Rädern d. h. ihre Phasenverschiebung in Bezug auf die Lage der Cylinderkurbeln ist in der üblichen Weise bestimmt.[1]) Ihr wirkliches Gewicht ist ohne Belang, da uns nur die Fliehkraft selbst interessiert. Nach diesen Gesichtspunkten sind die Gegengewichtskurven G_I und G_{II} gezeichnet. Ihre Summe ist die stark punktierte Kurve *G*, die jedoch zur Vereinfachung der Subtraktion von Kurve *K* um die Abszissenachse umgeklappt ist. Die Fläche zwischen Kurve *K* und *G* bezeichnet dann die von der preußischen $^2/_4$ Schnellzugmaschine bei 90 Km.-St. auftretenden und auf Zucken der Lokomotive gerichteten, horizontalen Kräfte, wenn eine Treibachse mit rotierenden Gegengewichten nach § 108, Abs. 3 der „Techn. Vereinb." ausgerüstet ist. Der Einfluß, wenn die Kuppelachse noch die gleichen Gegengewichte erhält, ist leicht zu übersehen, da sich die Ordinaten der Kurve *G* verdoppeln würden. Um das Bild einfach zu gestalten, und mit gewissem Hinweis auf Schnellzugmaschinen mit nur einer Triebachse, ist hiervon abgesehen.

Das unten befindliche Schaubild der freien Momente der preußischen Normalmaschine ist sinngemäß in der gleichen Weise aufgetragen worden, wie das Kräftediagramm. Es sind die Kurven *I* und *II* dadurch entstanden, daß die Ordinaten der Kurven *I* und *II* im Kräftediagramm mit dem halben gegenseitigen Abstand der Cylindermitten, 1020 mm, multipliziert sind, und die Kurven G_I und G_{II} dadurch, daß die Ordinaten der Kräftekurven G_I und G_{II} mit der halben gegenseitigen Entfernung der Triebräderlaufkreise, 750 mm, multipliziert sind. Kurve *M* bedeutet die Summe von Kurve *I* und *II*, Kurve M_g, die um die Abscissenachse geklappte Summe von G_I und G_{II}. Die schraffierte Fläche stellt die wirklich

[1]) Taschenbuch der „Hütte", Aufl. 16, T. II, S. 168.

auftretenden freien Massenmomente dar. Bei dem Auftragen der Momentenkurven *II* und G_{II} muß man darauf achten, daß sie ein umgekehrt drehendes Moment liefern, als die Momentkurven *I* und G_I. Es ist daher die Momentenkurve *II* im Vergleich zu der Kraftkurve *II* um die Abscissenachse umgeklappt aufzutragen. Das Gleiche gilt von der Momentenkurve G_{II} im Vergleich zur Kraftkurve G_{II}.

Rechnungsvorgang, um nach Blatt IV die Größe des Zuckens bzw. der Drehung des Lokomotivkörpers in Längenmaß zu erhalten.

Wenn es von Belang ist, an Hand der Diagramme die Größe des Zuckens festzustellen, so muß durch Integration der positiven oder negativen Seite der schraffierten Fläche des Kräftediagramms die mittlere freie Kraft K_{mittl} bestimmt werden. Welche Fläche man wählt, ob die positive oder negative, ist gleichgültig, da sie, obwohl die Maxima ihrer Ordinaten verschieden sind, gleich groß sind. Es ist dann:

$K_{mittl} = \frac{G}{g} \cdot p$, worin

G das Lokomotivgewicht in Kilogramm bezeichnet; bei festgekuppeltem Tender ist Tendergewicht mit einzuschließen;
g Beschleunigung durch die Erdschwere in m/Sec.²;
p die dem Gewicht G durch die Kraft K_{mittl} erteilbare Beschleunigung in m/Sec.² bedeutet.

Hieraus ist p zu finden. Die Kraft K_{mittl} wirkt nur während $^1/_2$ Umdrehung oder, da die Lokomotive 4 Touren pro Sekunde macht, während $^1/_8$ Sek. Aus den Fallgesetzen ist außerdem bekannt:

$s = \frac{pt^2}{2}$, wenn

s Weg in Metern; hier pro $^1/_2$ Radumdrehung zurückgelegten Weg der Verschiebung der Lokomotive, mit anderen Worten: die Amplitude der Schwingung oder die Größe des Zuckens;
t die Zeit in Sekunden bedeutet.

Also $s = \frac{pt^2}{2} = \frac{p \cdot {}^1/_{64}}{2} = \frac{p}{128} = \frac{K_{mittl} \cdot g}{128 \cdot G}$.

Wenn man den linearen Ausschlag der durch die freien Massenmomente hervorgerufenen Drehungen des Lokomotivkörpers um seine senkrechte Schwerpunktsachse ermitteln will, kann man in gleicher Weise vorgehen. Abgesehen jedoch von der Schwierigkeit, einigermaßen genau, das polare Trägheitsmoment einer Lokomotive festzustellen, hat die Kenntnis dieser kleinen Verrückungen wenig unmittelbaren Wert, da die Schädlichkeit der restierenden freien Massenmomente in ihrer Eigenschaft, den Lokomotivkörper in periodische Schwingungen zu versetzen, liegt. Es

wird daher genügen, wenn man die Diagramme auf Blatt No. IV miteinander vergleicht. Als beste Lokomotivbauart wird sich dann die herausstellen, welche bei einem Minimum der freien Kräfte ein Minimum der den betriebsicheren Gang gefährdenden Massenmomente aufweist.

Bauart: Midland Railway (Diagramm No. 6).

Am ähnlichsten der Type 1 ist No. 6, welche als Typus der Midland Railway bezeichnet ist. Die Cylinder sind, anstatt außerhalb der Rahmen, innen in 610 mm gegenseitiger Entfernung angebracht. Das Kräftediagramm ist naturgemäß das Gleiche, wie in Schaubild No. 1. Das Momentendiagramm hat sich infolge der kleinen Cylindermittenentfernung bedeutend verbessert. Interessant ist hier der Einfluß der rotierenden Gegengewichte, die ebenfalls in der üblichen Weise[1]) berechnet sind und auch nur 15% des ruhenden Raddrucks von 8 t an Fliehkraft besitzen. Im Kräftediagramm No. 6 ist ihr Einfluß auf Ausgleich größer als bei Kräftediagramm No. 1. Bei den Momenten findet das Umgekehrte statt. Immerhin beweisen die Schaulinien glänzend, weshalb sich diese Lokomotivgattung in Frankreich und England bei großen Fahrgeschwindigkeiten bewährt hat.

Bauart: Drei Kurbeln unter 120° Versetzung (Diagramm No. 7).

Die Lokomotive mit 3 gleich schweren, unter 120° versetzten Kurbeln bzw. Kolben in Fig. 7 zeigt hinsichtlich der freien Momente für Schnellbahnversuche einen ganz ungünstigen Verlauf. Der innere Cylinder trägt zum Momentenausgleich gar nicht bei, und das durch die äußeren Kurbeln hervorgerufene freie Moment ist naturgemäß um so größer, je mehr sich der von ihnen eingeschlossene Winkel 180° nähert. Das Schaubild ist insofern nicht ganz einwandfrei, weil die Cylinder, die alle 3 nur je 360 mm ∅ haben, eigentlich etwas größer sein müßten, also auch die Triebwerksteile etwas schwerer, damit die gleiche Lokomotivleistung wie in Fig. 1 mit 2 Cylindernvon je 520 mm ∅ erreicht werde. Das Momentendiagramm würde sich dann noch mehr verschlechtern. Der Kräfteausgleich dieser Maschine ist der denkbar beste, da die 3 Cylinder in ihren Massenwirkungen sich ständig, selbst unter der hier beobachteten Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlängen, ausgleichen. Freie horizontale Massenkräfte entstehen erst durch die zum Zweck der Verringerung des freien Massenmomentes eingebauten rotierenden Gegengewichte.

Bauart: Wittfeld (Diagramm No. 4).

Fig. 4 stellt ebenfalls eine dreicylindrige Maschine dar; hier haben die beiden Außencylinder von je 360 mm ∅ Kurbeln, die in gleicher

[1]) Taschenbuch der Hütte, Aufl. 16, T. II, S. 168.

Phase auf der Triebachse sitzen. Die Innenkurbel, deren zugehöriger Cylinder 520 mm ∅ besitzt, eilt um 90° vor. Bei dieser Bauart fallen zum Unterschied gegen Type No. 7 jegliche freien Momente fort, so daß sie sich ganz vorzüglich zu Schnellbahnzwecken eignet. Die —·—·— Kurve im Kraftdiagramm, welche die Beschleunigungsverhältnisse auf die der preußischen Normalschnellzugmaschine in Fig. 1 übertragen angibt, zeigt jedoch ein sehr beträchtliches Anwachsen der freien Massenkräfte, so daß in diesem Punkte diese Anordnung der gewöhnlichen Zweicylindermaschine unterlegen ist. Gegengewichte sind hier nicht vorgesehen, weil sie bei den Schnellbahngeschwindigkeiten doch nur wenig Einfluß haben.

Bauart: v. Borries (Diagramm No. 3).

Die Maschinen No. 3 und 5 haben 4 Cylinder. Bei beiden Maschinen sind zum Zwecke des Vergleiches die Niederdruckcylinder außerhalb der Rahmen angeordnet, wozu man bei den tatsächlichen Ausführungen nach Fig. 3 wohl durch den geringen Raum innerhalb der Rahmen gedrängt wurde. Die freien Massenmomente sind bei Type No. 3 recht erheblich und nur um wenige Prozent kleiner als bei der Normalmaschine. Zur Herabminderung der freien Massenmomente sind rotierende Gegengewichte von der nach den technischen Vereinbarungen zulässigen Größe vorgesehen. Die Gegengewichte sind so ermittelt, daß zuerst solche für die Außenkurbeln und dann solche für die Innenkurbeln bestimmt wurden; danach wurden die zwei Gegengewichte jedes Rades nach dem Parallelogramm der Kräfte zusammengesetzt. Hierdurch wurde der Winkel gefunden, unter dem sie in den Rädern anzubringen waren. Ihre Fliehkraft ist wieder 1,2 t bei 90 Km.-St. entsprechend 15 % des ruhenden Roddrucks von 8 t.

Die freien Momente dieser Maschine sind erheblich zu verringern, wenn man die zwischen dem Rahmen liegenden Hochdruckcylinder schwerer, als aus Festigkeitsgründen nötig wäre, macht, ihre gegenseitige Entfernung durch Verlegung der Steuerungsexzenter vergrößert und die außen liegenden Niederdruckcylinder so leicht wie möglich hält.

Bauart: Krauß mit „Bob"-Gewichten (Diagramm No. 2).

Fig. 2 ist eine Maschinengattung, die nur der Vollständigkeit wegen hier aufgeführt ist, da diese Type nur selten, vielleicht nur einmal (Krauß & Co. auf der Pariser Weltausstellung 1900) zur Ausführung gekommen ist. Die Maschine hat zwei Innencylinder von 520 mm ∅ bei 610 mm gegenseitiger Entfernung. Die Gegengewichte sind hin- und hergehende sog. Bobgewichte, also nicht in die Räder eingebaut. Da diese Maschine als eine Abart der Maschine No. 5 gelten kann, so werde sie mit dieser zusammen behandelt. Der Massenausgleich ist hervorragend gut.

Bauart: Schlicksche Massenausgleichung (Diagramm No. 5).

Diagramm No. 5 stellt eine viercylindrige Lokomotive dar, deren Kurbelwinkel und Kolbengewichte nach dem Schlickschen Massenausgleichproblem bestimmt sind. Die Maschine besitzt keine rotierenden Gegengewichte zum Ausgleich hin- und hergehender Massenbewegungen.

Da der Verfasser glaubt, daß in den Kreisen der Lokomotivtechniker der Schlicksche Massenausgleich weniger bekannt ist, so soll bei diesem Kapitel etwas länger verweilt werden. In der Behandlung des Massenausgleichproblems haben sich besonders Taylor[1]), Schlick[2]), Lorenz[3]) und Schubert hervorgethan.

Kurze Theorie des Schlickschen Massenausgleiches mit besonderer Berücksichtigung der Viercylindermaschine.

Prof. Schubert geht in seinem, nicht warm genug zu empfehlenden Buch „Theorie des Schlickschen Massenausgleiches bei mehrkurbeligen Dampfmaschinen", Leipzig 1901, von der, in der vorliegenden Arbeit bereits auf Seite 8 benutzten Formel

$$p = \frac{v^2}{r} (\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha)$$

aus. Es muß nun in jedem Augenblick die Summe der jeweiligen, nach dieser Gleichung zu bestimmenden Massendrücke der Triebwerksteile aller Cylinder in der Richtung der Cylinderachse = 0 sein. Wenn das der Fall ist, sind die freien Kräfte ausgeglichen. Damit nun aber völliges Gleichgewicht eintritt, müssen auch die, von den Massenkräften ausgeübten Drehmomente = 0 sein, d. h. die Summe der Produkte, gebildet aus dem jeweiligen Massendruck eines Kolbens und dem senkrechten Abstand der Cylinderachse des betreffenden Kolbens von einem beliebigen Punkt der Treibachse; hierbei besteht die Voraussetzung, daß die Cylindermittellinien alle in einer Ebene liegen. Auf diese Weise entstehen folgende 8 Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} &1.\ G_1 \cos \alpha_1 + G_2 \cos \alpha_2 + \ldots = 0 \\ &2.\ G_1 \sin \alpha_1 + G_2 \sin \alpha_2 + \ldots = 0 \end{aligned}\right\} \text{primäre Kraftgleichungen.}$$

$$\left.\begin{aligned} &3.\ G_1 \cos 2\alpha_1 + G_2 \cos 2\alpha_2 + \ldots = 0 \\ &4.\ G_1 \sin 2\alpha_1 + G_2 \sin 2\alpha_2 + \ldots = 0 \end{aligned}\right\} \text{sekundäre Kraftgleichungen.}$$

$$\left.\begin{aligned} &5.\ G_1 l_1 \cos \alpha_1 + G_2 l_2 \cos \alpha_2 + \ldots = 0 \\ &6.\ G_1 l_1 \sin \alpha_1 + G_2 l_2 \sin \alpha_2 + \ldots = 0 \end{aligned}\right\} \text{prim. Momentengleichungen.}$$

$$\left.\begin{aligned} &7.\ G_1 l_1 \cos 2\alpha_1 + G_2 l_2 \cos 2\alpha_2 + \ldots = 0 \\ &8.\ G_1 l_1 \sin 2\alpha_1 + G_2 l_2 \sin 2\alpha_2 + \ldots = 0 \end{aligned}\right\} \text{sek. Momentengleichungen.}$$

[1]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1898, S. 907, ff. und 835 ff.

[2]) Deutsche Patentschrift No. 80974.

[3]) „Dynamik der Kurbelgetriebe" von Lorenz. Leipzig 1900.

Hierin bedeutet:

G_1, G_2 usw. die hin- und hergehenden Gewichte der einzelnen Cylinder;

α_1, α_2, α_3 usw. die Winkel, welche die n-Kurbeln mit einer gewählten Anfangsrichtung bilden;

l_1, l_2, l_3 usw. die senkrechten Entfernungen der Cylindermittellinien von einem beliebigen, in der Ebene der Cylindermittellinien liegenden Punkte.

Die neben je zwei der obigen Gleichungen geschriebenen Namen rühren von Schubert her und sollen bezeichnen, daß, wenn bei einer vier- oder mehrkurbeligen Maschine Gleichung 1 und 2 erfüllt sind, die Massenkräfte bei Annahme unendlicher Stangenlänge im Gleichgewicht sind.

Bei Erfüllung von Gleichung 1, 2, 5 und 6 sind die Massenkräfte und Massenmomente bei Annahme unendlicher Schubstangenlänge im Gleichgewicht.

Bei Erfüllung von 1, 2, 3, 4, 5 und 6 sind die Kräfte in tatsächlichem Ausgleich, d. h. unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge von den Momenten jedoch nur die primären, d. h. unter Annahme der unendlichen Stangenlängen.

Bei Erfüllung aller 8 Gleichungen sind die Kräfte und Momente aller Cylinder in tatsächlichem Ausgleich, was aber erst bei Fünf- und mehr -Kurbelmaschinen erreichbar ist.

Bei Vierkurbelmaschinen ist nur der dritte Fall der Ausgleichung erreichbar; vergl. § 20 der Schubertschen Schrift. In § 18 findet Schubert, daß bei der vierkurbeligen Maschine, deren Cylinder symmetrisch gruppiert sind, zur Erreichung des dritten Falles folgende drei einfache Gleichungen erfüllt sein müssen:

$$1)\ \frac{A}{J} = \frac{\cos \gamma/2}{\cos \alpha/2}, \quad 2)\ \frac{L}{l} = \frac{\operatorname{tg} \gamma/2}{\operatorname{tg} \alpha/2}, \quad 3)\ 2 \cos \alpha/2 \cos \gamma/2 = 1.$$

Hierin ist:

A das Triebwerksgewicht je eines äußeren Cylinders;
J „ „ „ „ inneren „ ;
L der Abstand der Mitten der äußeren Cylinder voneinander;
l „ „ „ „ „ inneren „ „ ;
α der Winkel, den die äußeren Kurbeln miteinander bilden;
γ „ „ „ „ inneren „ „ „ .

Leitsätze für die Anwendung des Schlickschen Massenausgleiches auf viercylindrige Lokomotiven.

Bei der Konstruktion einer Lokomotive sind nun die Cylindermitten innerhalb gewisser Grenzen durch die übrigen Konstruktionsteile festgelegt. Von Vorteil ist es, daß die inneren Cylinder so weit als möglich von einander getrennt, und die äußeren Cylinder so nah wie möglich an den zugehörigen inneren Cylinder herangelegt werden. Es werden dann die inneren Kolben, die stets die schwereren sind — hierin liegt eine prinzipielle Eigenart des Schlickschen Massenausgleiches! —, im Verhältnis zu den äußeren Kolben weniger schwer. Der zweite Vorteil liegt darin, daß der von den Außenkurbeln gebildete Winkel, der als ein zweites Merkmal Schlickschen Massenausgleiches stets kleiner als 90° ist, sich dieser Grenze nähert. Für Lokomotiven ohne Kuppelstangen entsteht hierdurch zwar kein Vorteil; wohl aber, wenn zwei gekuppelte Treibachsen vorhanden sind, deren Kuppelstangen auf den Außenkurbeln aufliegen. Immerhin wird eine Kuppelung bei einem Winkel von 60° oder, eventuell auch noch um einige Grade weniger, keine Betriebsschwierigkeiten ergeben; da $\sin 60^\circ = 0{,}866$ ist, so ist der in der Totpunktlage der einen Kurbel noch zur Verfügung stehende Hebelarm nur 13,4 % kleiner, als wenn unter 90° gekuppelt wäre. Auch sei darauf hingewiesen, daß bei Dreicylindermaschienen, deren Kurbeln unter 120° zueinander liegen, der Kuppelungswinkel der Treibachsen auch nur 60° beträgt. Der Kuppelungswinkel der $\frac{2+1}{6}$ Maschine, Bauart Krauß, welche auf den Bayerischen Staatsbahnen läuft, ist 56°.

Eine nach Schlickschen Konstruktionsprinzipien gebaute Maschine ist in Diagramm No. 5 auf Blatt No. IV dargestellt. Die freien Kräfte sind ganz ausgeglichen. Die schwarz ausgezogenen Kurven stellen eine Maschine bei 120 km stündlicher Geschwindigkeit dar, bei der die Niederdruckzylinder von 520 mm ∅ außerhalb der Rahmen liegen. Die genauen Daten sind aus der Tabelle auf Seite 7 zu ersehen. Von den freien Momenten bleiben nur kleine Bruchteile, die sogen. sekundären Momente bestehen. Die —·—·— Kurve zeigt die Größe der freien Momente, wenn die Verhältnisse auf die der preußischen Normal-Schnellzugmaschine bei 90 km stündlicher Geschwindigkeit übertragen werden, wobei die äußeren Cylinder als Hochdruckzylinder von 360 mm ∅ und 240 kg hin- und hergehenden Triebwerksgewichtes gedacht sind. Der Erfolg des Schlickschen Massenausgleiches ist der, daß eine Schlick-Maschine nur 18,4 % des freien Massenmomentes der gleichwertigen Lokomotive mit zwei Außencylindern aufweist, wenn bei beiden Maschinen von rotierenden Gegengewichten zum Ausgleich hin- und hergehender Bewegung abgesehen wird. Freie Massenkräfte fehlen bei der Schlick-Maschine außerdem ganz.

Die mit Bob-Gewichten[1]) ausgerüstete Maschine, Fig. No. 2, ist im Grunde nichts anderes als eine Schlick-Maschine. Bei ihr wurden, nachdem das Gewicht der Dampfkolben etc., die zugehörigen Kurbelwinkel, die gegenseitige Entfernung der Cylindermitten und die der außerhalb des Rahmens liegenden Bob-Gewichte durch die Konstruktion festgelegt waren, das Gewicht der Bob-Gewichte sowie der von ihren Kurbeln einzuschließende Winkel nach Schlick bestimmt. Übereinstimmend zwischen Lokomotive No. 2 und No. 5 ist, daß die Kurven der restierenden freien Massenkräfte und -momente vier Nullpunkte aufweisen, während die Diagramme aller anderen Lokomotivbauarten deren nur zwei für eine Triebradumdrehung haben.

Vergleich zwischen Bauart Schlick und Wittfeld.

Zuletzt sei noch ein Vergleich zwischen den beiden Schnellbahnmaschinen, Bauart Wittfeld und Bauart Schlick, gestattet, der hinsichtlich des Massenausgleiches wohl zu gunsten der Schlick-Maschine ausfallen muß, da die restierenden freien Kräfte der Bauart Wittfeld bei einer Fahrt von 120 km in der Stunde schon recht erhebliche werden, während die freien Momente der Schlick-Maschine doch nur sehr geringfügig bleiben. Ohne Frage ist es als eine gute Eigenschaft der Wittfeldschen Anordnung zu bezeichnen, daß nie freie Massenmomente auftreten. Ob aber die freien Massenkräfte, besonders im Vergleich mit der preußischen $^2/_4$ Normalschnellzugmaschine, nicht schon bereits bedenkliche Werte erreichen, ist trotz der guten Eigenschaft, nie, d. h. von der Geschwindigkeit Null bis zur Maximalgeschwindigkeit, freie Massenmomente hervorzurufen, doch auch zu erwägen. Die —·—·—·— Kurve zeigt, daß bei einer Lokomotive nach der Bauart Wittfeld, aber von den Abmessungen der preußischen Normalschnellzugmaschine bei 90 km stündlicher Geschwindigkeit ein Maximum der Summe der freien Massenkräfte entsteht, welches 1,45mal so groß ist, als das Maximum der Kurve K in Diagramm No. 1, wenn bei der Bauart nach Schaubild No. 1 Gegengewichte vorgesehen sind, und welches 1,82mal so groß ist, wenn die preußische Normalmaschine keine Gegengewichte zum Ausgleich hin- und hergehender Bewegungen erhält. Bei einer stündlichen Geschwindigkeit von 150 Km.-St. würde eine Lokomotive Wittfeldscher Bauart mit den Abmessungen der preußischen $^2/_4$ Normalmaschine eine maximale Summe der freien Massenkräfte aufweisen, die $1{,}45 \cdot \frac{150^2}{90^2} = \sim 4{,}0$ mal bzw. $1{,}82 \cdot \frac{150^2}{90^2} = 5{,}2$mal so groß ist, als diejenige, welche die Normalmaschine

[1]) „Der Schiffsmaschinenbau" von Wilda, Hannover 1901. § 97. Glasers Annalen, 1900, S. 241.

bei 90 km stündlicher Geschwindigkeit erreicht. In Wirklichkeit werden diese hohen Werte nicht erreicht werden, weil man derartig schnell fahrenden Lokomotiven sehr große Triebraddurchmesser und einen möglichst kleinen Kolbenhub geben wird. Immerhin werden die großen freien Massenkräfte nicht allein ein starkes Zerren am Zughaken, sondern auch ein baldiges Lockern der Befestigungen des Zughakens hervorrufen, ja es ist fraglich, ob die Lokomotive nicht so starke Vibrationen ausführen wird, daß der durch Nieten hergestellte Verband des Führerhauses, welches, wie von den preußischen Staatsbestellungen erzählt wird, ähnlich wie bei dem vorliegenden Projekt die ganze Lokomotive einhüllt, sich lockern wird.

Man könnte vorschlagen, das Führerhaus bei der Wittfeldschen Lokomotive stark zu versteifen; das Gesamtgewicht der Lokomotive würde jedoch dann sehr bedeutend erhöht werden, da schon bei den schwachen Abmessungen des vorliegenden Projektes — Blechstärke 3 mm, Winkel 50 × 50 × 7 mm — sich ein Gewicht des Lokomotivhauses von etwa 3 t ergibt.

Bei einer Fahrt von 120 Km.-St. und 2,13 m Triebraddurchmesser müssen die sämtlichen Teile der Lokomotive in der Sekunde 10mal den starken Zuckungskräften der Wittfeldschen Lokomotive folgen. Es kann daher nur die Erfahrung lehren, ob bei der Wittfeldschen Kurbelanordnung ein dauernd guter Schluß der Nietenverbindungen erwartet werden kann.

Allgemeine Anordnung des vorliegenden Schnellbahnlokomotiv-Projektes.

Unter möglichster Berücksichtigung der im Vorangegangenen angegebenen Erfordernisse, um einen ruhigen Gang herbeizuführen, hat der Verfasser die, auf Blatt No. V in ihrer allgemeinen Disposition dargestellte, Schnellbahnlokomotive konstruiert.

Es ist eine $^2/_6$ Tendermaschine mit vorderem und hinterem Drehgestell. Eine Tenderlokomotive ist gewählt worden, weil die Tender in der üblichen Konstruktion, selbst bei 20 cbm Wasserinhalt, einen zu geringen Achsstand haben, als daß von ihnen bei Geschwindigkeiten von 120—150 Km.-St. ein ruhiger Gang zu erwarten wäre. Auch haben die Achsen dieser Tender nach Verbrauch der Vorräte nicht mehr die genügende Belastung. Der Radstand vorliegender Lokomotive ist 12,4 m, so daß sie auf den, auf preußischen Bahnen existierenden Drehscheiben von 16 m Länge gedreht werden kann. Diese Drehung muß nach jeder Fahrt vorgenommen werden, weil der Führer des Fahrzeuges wegen besseren Übersehens der Strecke seinen Stand vor dem Kessel hat. Die Kessellage ist hoch mit 2550 mm über Schienenoberkante. Die Lokomotive hat 4 Cylinder mit 4 Kurbeln, die auf die vordere feste Achse arbeiten und mit Schlickscher Massenausgleichung versehen sind.

2

Überlegungen und Rechnungen zur Feststellung des Winddrucks an den Stirnwandflächen des Zuges.

Ein nicht geringeres Augenmerk als auf die Sicherheit des Ganges hat man bei besonders schnellfahrenden Fahrzeugen auf die möglichste Verringerung des Luftwiderstandes zu richten. Es ist nun freilich ungemein schwer, wenn nicht ganz unmöglich, durch praktische Versuche an fahrenden Eisenbahnzügen genau den Betrag festzustellen, den an dem gesamten Zugwiderstand die Luftzerteilung vorn an der Lokomotive und den Vorsprüngen der Wagen hat. Immerhin läßt sich einiges an Hand der Versuche über Luftwiderstand, welche von der Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen teils an Modellen[1]), teils bei Versuchsfahrten[2]) auf der Strecke Zossen—Berlin angestellt sind, ermitteln.

Nach den Modellversuchen ist der Winddruck:

	bei ebenen Stirnflächen	bei parabolischer Zuschärfung
bei 120 Km.-St.	115 kg/qm	28 kg/qm
„ 150 „	175 „	42 „
Nach den Versuchsfahrten (nach Lochner)		
bei 120 Km.-St.	70 kg/qm	—
„ 150 „	120 „	—

Bei einer der neueren Lokomotivtypen, der viercylindrigen $^{2}/_{4}$Maschine der Lokomotivfabrik Egestorff, Bauart v. Borries, ist nun die freie Stirnwandfläche folgende:

	ebene Flächen	gewölbte Flächen
Cylinder- und Schieberkastenvorderwand $\sim$ 1,1 m hoch, 2,7 m breit .	2,97 qm	
Kesselvorderwand $\frac{\pi}{4}\,1{,}5^2$	1,76 „	
Schornstein 0,4 m ∅, 1,1 m hoch . .		0,44 qm
Sandkasten 0,6 m × 0,6 m	0,36 „	
Zwei Dome 0,9 m ∅, 1,0 m hoch . .		1,80 „
Freie Führerhausfläche	3,54 „	
Freie Stirnwandfläche des ersten Wagens hinter dem Tender infolge nicht überdachten Tenders . . .	$\sim$ 3,00 „	
	11,63 qm	2,24 qm

[1]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1901, S. 1369 ff.

[2]) Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen, 1902, S. 209 ff. (Vortrag des Geheimrat Lochner.)

Wenn man die runden Flächen zu etwa dem halben Luftwiderstandswert einsetzt, wie die ebenen Flächen, die rechtwinklig zur Fahrrichtung stehen, so ist die in Betracht kommende freie Stirnwandfläche $11{,}63 + \frac{2{,}24}{2} = 12{,}75$ qm. Es würde sich demnach die Luftzerteilungsarbeit einer solchen Lokomotive bei 33,3 m sekundlicher Geschwindigkeit entsprechend 120 Km.-St. ergeben zu

nach den Modellversuchen . . $\frac{115 \cdot 12{,}75 \cdot 33{,}3}{75} = \sim 650$ HP

nach der Lochnerschen Kurve $\frac{70 \cdot 12{,}75 \cdot 33{,}3}{75} = \sim 400$ HP

$= 475$ HP im Mittel.

Es muß nun freilich bei der Bestimmung der Luftzerteilungsarbeit durch die Lokomotive in Betracht gezogen werden, daß die Luft durch die vordersten Teile der Lokomotive mitgerissen wird, also in eine gewisse Geschwindigkeit in Richtung der Fahrt versetzt wird und demgemäß auf die nachfolgenden freien Stirnwandflächen, wie z. B. die, des dem Tender folgenden Wagens nicht mit dem vollen Betrag der Geschwindigkeit trifft, die der Fahrgeschwindigkeit entspricht. Von dem gefundenen Mittelwert von 475 HP sei demnach noch ein Abzug von 75 HP gemacht und die Luftzerteilungsarbeit der Egestorffschen $^{2}/_{4}$ Schnellzugmaschine bei 120 Km.-St. zu ~ 400 HP angenommen.

Unsere Schnellbahnlokomotive ist nun ganz in einen Mantel eingehüllt, der vorn parabolisch zugeschärft ist. Der erste Wagen ist durch einen Blindbalg, siehe Blatt I und V, an die Lokomotive angeschlossen. Als Stirnwand ist hier lediglich der einmalige Querschnitt der Lokomotive zu rechnen, der sich zu ~ 8 qm ergibt. In Anbetracht der parabolischen Zuschärfung stellt sich bei 120 km stündlicher Geschwindigkeit ein Arbeitsaufwand für Luftzerteilung heraus, der unter Einsetzung des Wertes der Modellversuche ist

$$\frac{8 \cdot 28 \cdot 33{,}3}{75} = 100 \text{ HP.}$$

Wenn man diesen Wert abzieht von dem bei der Egestorff-Maschine gefundenen, so bleibt eine Ersparnis von ~ 300 HP.

Zu diesem Werte treten noch die Ersparnisse an Luftreibungsarbeit, welche durch die besondere Bauart der Wagen erzielt werden. Der letzte Wagen ist als eine logische Konsequenz zu der vorderen Zuschärfung der Lokomotive in Anlehnung an die Erfahrungen im Schiffbau hinten zugeschärft. Im Schiffbau bestimmt sich die, durch diese Konstruktion hervorgerufene Ersparnis an Propulsionswiderstand[1]) zu $\sim 15\,\%$ des Widerstandes, den eine vordere ebene Stirnwandfläche von gleichem Querschnitt ergeben würde, also bei $\sim 8{,}1$ qm Querschnitt des D-Wagens:

---

[1]) Taschenbuch der „Hütte", Aufl. 16, Teil I, Seite 258.

$$\frac{0{,}15 \cdot 8{,}1 \cdot 70 \cdot 33{,}3}{75} = 38 \text{ HP. nach Versuchsfahrten der Studiengesellschaft,}$$

$$\frac{0{,}15 \cdot 8{,}1 \cdot 115 \cdot 33{,}3}{75} = 65 \text{ HP. nach Modellversuchen der Studiengesellschaft.}$$

Außerdem sei darauf hingewiesen, daß die Wagendächer vollkommen glatt sind und keine Oberlichtaufbauten, Gaslampenschornsteine noch auch große selbsttätige Ventilatorköpfe zeigen. Von den oben aus dem Wagen herausragenden Teilen der Gasbeleuchtung konnte Abstand genommen werden, weil elektrisches Licht für die Wagen vorgesehen ist. Der Raum unter den Wagenkästen ist nicht durch Gasbehälter oder Akkumulatorenkästen in Anspruch genommen. Die Übergangsfaltenbälge der Wagen sind im Vergleich zu der normalen Konstruktion von 1000 mm auf 2000 mm verbreitert worden, weil die günstige Eigenschaft der Faltenbälge, die darin besteht, daß die Luft die Stirnwand des nächstfolgenden Wagens nicht so stark trifft, um so wirksamer wird, je weiter die Bälge nach außen reichen.

Wenn man alle diese Momente bedenkt, die geeignet sind, den Luftwiderstand zu verringern, so wird man nicht sehr fehlgreifen, wenn man für das vorliegende Projekt im Vergleich zu den normalen Ausführungen 300 HP. als Ersparnis an Luftwiderstandsarbeit bei 120 km stündlicher Geschwindigkeit in Abzug bringt.

Gewichtsberechnung.

Das Eigengewicht der vorliegenden Lokomotive setzt sich folgendermaßen zusammen:

Überhitzer und Rauchkammer:

Außenwand $1{,}72 \cdot 2{,}0 \cdot \pi \times 6$ mm		500,— kg
Innenwandmantel $3{,}25 \cdot 1{,}16 \times 6$ mm . .		240,— „
Innenwand-Vorderwand $3{,}6 \cdot 0{,}35 \times 6$ mm .		60,— „
Außenwand-Vorderwand $\frac{\pi}{4} \cdot 1{,}85^2 \times 15$ mm		400,— „
Außenwand-Türarmatur		100,— „
Überhitzerröhren, 430 lfm Rohr, 38/32 mm ∅ ~ 3,3 kg/lfm		1430,— „
Winkel NP. No. 5, 5,1 kg lfm, 11,5 lfm . .		60,— „
2 Aschenfälle		100,— „
2 Überhitzerkasten: pro 1 Kasten		
1 Boden 9,26 qm, 40 mm dick	80 kg	
Seitenwände 1,22 qm × 20 mm dick	190 „	
	à 270 kg =	540,— „
	Übertrag	3430,— kg

Übertrag	3430,— kg	
Rohranschlüsse	60,— „	
Befestigungswinkel NP. No. 7, 6 lfm, 11,1 kg/lfm	70,— „	
Befestigungswinkel NP. No. 12, 2 lfm, 25,0 kg/lfm	50,— „	
Vordere Rohrwand 2,2 qm	440,— „	
Rauchkammer-Innenarmatur	300,— „	
Schornstein, komplett	150,— „	
	4500,— kg	4500,— kg
Langkessel:		
Außenwand 175 qm, 14 mm	1900,— „	
Laschen	100,— „	
Feuerbuchse innen und außen	5400,— „	
Dom komplett	460,— „	
94 Serverohre, 70/65 ∅ und 3850 mm lang, 67 kg/lfm.	2250,— „	
1 Flammrohr 2,65 qm, 10 mm stark	200,— „	
Dampfrohr im Kessel	250,— „	
Sandkasten	90,— „	
Kesselbekleidung 30 qm, 1,5 mm dick	350, „	
	11000,— kg	11000,— „
Roststäbe		930,— „
Aschkasten:		
5,8 qm, 6 mm dick	270,— „	
Winkel NP. No. 7, 7,2 lfm.	85,— „	
Winkel NP. No. 5, 12,0 lfm.	60,— „	
Zuschlag	35,— „	
	450,— kg	450,— „
Feine Kesselarmatur		800,— „
Teerfeuerungsarmatur		500,— „
Gehäuse von 4 Cylindern mit Schieberkästen		2500,— „
2 Dampfcylinder-Triebwerksteile außen:		
1 Kolben mit Stange	85,— „	
1 Kreuzkopf	70,— „	
1 Schubstange	100,— „	
	à 255,— kg =	510,— „
2 Dampfcylinder-Triebwerksteile innen:		
1 Kolben mit Stange	160,— „	
1 Kreuzkopf	100,— „	
1 Schubstange	127,— „	
	à 387,— kg =	~775,— „
	Übertrag	21965,— kg

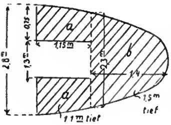
		Übertrag	21965,— kg
4 Dampfschieber mit Stangen			200,— „
Steuerungsteile:			
4 Kulissen pp.		1000,— „	
4 Exzenterstangen und -bügel		160,— „	
Steuerungsmechanismus am Führerstand		250,— „	
		1410,— kg	1410,— „
2 Kuppelstangen			250,— „
Rahmen:			
2 Rahmenplatten à 1900,— kg		3800,— kg	
2 Bufferbohlen		500,— „	
4 Buffer		320,— „	
2 Zughaken komplett		400,— „	
Bahnräumer vorn		100,— „	
Bahnräumer hinten		50,— „	
Gleitbacken der Treibachseu		256,— „	
Federgehänge und Balanzier		680,— „	
Blindbalg		350,— „	
Kesselträger:			
2 vordere	107,— kg		
Mittelträger	88,— „		
2 hintere	60,— „		
	255,— kg	255,— „	
Rahmenversteifungen:			
Vorderes Stehblech innen	120,— kg		
Vorderes Stehblech außen	225,— „		
2 hintere Stehbleche über Drehgestell	150.— „		
Horizontale Bleche	350,— „		
Winkel	360,— „		
	1205,— kg	1205,— „	
4 Geradführungen		320,— „	
Spritzbogen		300,— „	
		8536,— kg	8536,— „
Führerhaus:			
Fußboden Riffelblech, 14 qm, 5 mm dick		560,— „	
Dach und Seitenwand 121 qm, 3 mm dick		2900,— „	
Winkel NP. No. 5, 84 lfm, 5,1 kg/m		430,— „	
		3889,— kg	3890,— „
		Übertrag	36251,— kg

	Übertrag	36251,— kg
Teer- und Wasserbehälter:		
Hinterer Behälter 19,6 qm, 5 mm stark .	770,— kg	
Vermehrung des Gewichtes der Außenhaut hinten 10 qm, um 2 mm	150,— „	
Vorderer Behälter 13,96 qm, 5 mm stark .	540,— „	
Vermehrung des Gewichtes der Außenhaut vorn 8,12 qm, um 2 mm	126,— „	
Winkel NP. No. 5, 99,5 lfm	500,— „	
Winkel NP. No. 5, 32,6 lfm	162,— „	
Zwei Verbindungsrohre der Wasserbassins, 160 mm ∅	200,— „	
	2448,— kg	2448,— „
Achsen und Drehgestelle:		
Triebachse mit Achsbuchse	4086,— „	
Kuppelachse mit Achsbuchse	3631,— „	
2 Drehgestelle	9000,— „	
	16717,— kg	16717,— „
Bremseinrichtung		1500,— „
Gasbeleuchtung		300,— „
Elektrische Lichtanlage		1000,— „
Leergewicht der Lokomotive	Summa	57216,— kg

Das Leergewicht der Lokomotive beträgt
ca. 58 t.

Dienstgewicht der Lokomotive.

Leergewicht der Lokomotive . . . . 58,— t



Wasservorrat:

Vorderer Behälter:

a) $2 \cdot 0{,}625 \cdot 1{,}15 \cdot 1{,}1 = 1{,}59$ cbm

b) $(0{,}75 \cdot 1{,}2 + 1{,}2 \cdot 0{,}775 + 0{,}66 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}2)\,1{,}5 = 2{,}90$ „

4,49 cbm

Abzüglich Steigrohr für Wasserentnahme 0,074 „

Übertrag 4,416 cbm 58,— t

Übertrag 4,416 cbm 58,— t

Hinterer Wasserbehälter:

2 untere Längsbehälter

$2 \cdot 3 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}75 = 2{,}7$ cbm

2 obere stehende Behälter

$2 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot 0{,}75 = 1{,}35$ „

zusammen 4,05 cbm 4,05 „

2 Verbindungsrohre à 9,05 m lang, 160 mm ∅

$200 \cdot 900 = 0{,}18$ cbm 0,18 „

Gesamter Wasservorrat 8,646 cbm ∼ 8,65 t

Teerbehälter:

$(0{,}935 \cdot 2{,}79 + 2 \cdot 0{,}255 \cdot 0{,}745) \cdot 0{,}9 = 2{,}68$ cbm

$0{,}275 \cdot 1{,}83 \cdot 1{,}24$ . . . . $= 0{,}625$ „

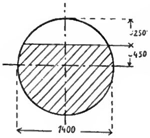
3,305 cbm

Da spezifisches Gewicht der Naphta ∼ 1,0 ist, so ist Teergewicht 3,3 „

Kohlenraum:

0,6 cbm entspricht bei 0,9 spez. Gewicht von geschütteten Steinkohlen ∼ 0,55 t . . . . 0,55 „

Wasser im Kessel:



Bei 200 mm Wasserstandhöhe über der Feuerbuchsdecke ist die seitlich schraffierte Fläche vom Wasser im Langkessel bedeckt.

Schraffierte Fläche . . . 1,35 qm

Abzügl. Flammrohr 0,075 qm

„ Siederohre 0,36 „

in Summa 0,435 qm

ergibt im Langkessel

$(1{,}35 - 0{,}435) \cdot 3{,}8 = 3{,}45$ cbm

Wasser um Feuerbuchse 1,40 „

4,85 cbm 4,85 „

Kohlen auf Rost . . . . 0,25 „

Sand im Sandstreuer . . . . 0,25 „

Schmieröl . . . . 0,1 „

in Summa 75,95 t

Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt

ca. 76 t.

Schwerpunktslage.

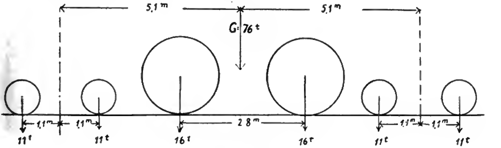
Ziemlich genaue Berechnungen der Schwerpunktslage haben ergeben, daß der Schwerpunkt der Lokomotive mit Wasser im Kessel, Kohle auf dem Rost und Sand im Sandstreuer, aber nach gänzlichem Aufbruch der Vorräte an Wasser und Brennmaterial

0,177 m vor der Mitte der Treibräderentfernung liegt,

und daß der Schwerpunkt der Lokomotive in dienstfähigem Zustande mit vollen Wasser-, Teer- und Kohlenbehältern

0,108 m hinter der Mitte der Treibräderentfernung liegt.

Es wird sich daher die Achsbelastung in dienstfähigem Zustande etwa folgendermaßen ergeben:



Heizfläche.

Da es von Wichtigkeit war, den Kessel möglichst kurz zu halten, so sind die in Frankreich bei Schnellzugsmaschinen vielfach üblichen Serve-Rohre angewandt. Ferner ist ein Dampfüberhitzer System Schmidt-Garbe eingebaut; hierzu haben die günstigen Resultate, die in den letzten Jahren von Geheimrat Garbe von der Kgl. Preuß. Eisenbahndirektion Berlin mit derartigen Anlagen bei Lokomotiven erzielt worden sind, geführt.

Wasserberührte Heizfläche (siehe Blatt No. IX):

94 Stück Serve-Rohre[1]) 3,8 m lang 70,65 mm ∅ .	131,—	qm
Flammrohr 290 mm ∅ 3,8 m lang	3,45	„
Feuerbuchs-Seitenwand	9,35	„
„ Vorderwand	1,27	„
„ Hinterwand	1,26	„
	146,33	qm

[1]) Da der Verfasser sich nicht in den Besitz einer genauen Zeichnung der fabrikmäßig hergestellten Serve-Rohre hat setzen können, kann er die Anzahl der qm Heizfläche pro lfm Rohr nicht selbst bestimmen. Es ist daher hier der von Bauinspektor Fränkel in Glasers Annalen 1901 Seite 69 angegebene Wert von 0,366 qm/lfm für 70,65 mm Röhren zu grunde gelegt.

Überhitzer Heizfläche.

Dieselbe besteht aus 123 Röhren von 38/32 mm ∅. Die Verteilung ist folgende:

innerste Rohrreihe	3,4 m	lang	41	Rohre		69,8 lfm.
1. mittlere	„	3,3 m	„	20	„	66,0 „
2. „	„	3,5 m	„	21	„	73,5 „
äußerste	„	3,7 m	„	41	„	76,0 „
						285,3 lfm.

Bei dieser Berechnuug ist nur die halbe äußere Fläche der innersten und äußersten Rohrreihe als wirksame Heizfläche in Betracht gezogen worden, weil die Rohre dieser Reihen nur von einer Seite und nicht rings herum von Feuergasen umspült werden. Die Rohre der äußersten Reihe sind zu einer Rohrwand, wie solche bei den engrohrigen Marinekesseln System Thornycroft, Schulz u. s. w. allgemein üblich sind, verdichtet worden, um in dem allseitig geschlosseuen Führerhans die strahlende Wärme des Überhitzers geringer zu machen. Hierdurch wird der Aufenthalt neben und vor dem Überhitzer für das Lokomotivpersonal erträglicher. Infolge des besseren Schutzes der Rohrwäude gegen Wärmeausstrahlung konnte man auch das äußere und innere Mantelblech des Überhitzers dünner wählen, als es Schmidt-Garbe sonst thun, ohne ein vorzeitiges Durchbrennen dieser sehr hohen Hitzegraden ausgesetzten Bleche zu befürchten. Die große Anzahl der Rohre bietet den Vorteil, den Dampf dreimal die Länge eines Rohres passieren zu lassen, ohne zu unzuträglichen Dampfgeschwindigkeiten zu gelangen. Die Höhe der Überhitzung bzw. der Wirkungsgrad des Überhitzers kann durch diese Anordnung nur gewinnen.

Bei 285,3 lfm wirksames Überhitzrohr von 0,119 qm/lfm äußerer Heizfläche stellt sich die Überhitzerheizfläche auf:

$$285{,}3 \cdot 0{,}119 = 34 \text{ qm.}$$

Für die elektrische Beleuchtung, Antrieb der Ventilatoren, Bremsung, Heizung u. s. w. sind von den 146,33 qm wasserberührter Heizfläche ∼ 20 qm in Abzug gebracht, so daß zur Zugbeförderung

126 qm wasserberührte Heizfläche und

34 qm Überhitzer Heizfläche zur Verfügung stehen.

Zugwiderstand.

Die von Borries[1]) bei seinen Versuchsfahrten Hannover-Stendal abgeänderte Barbiersche Zugwiderstandsformel lautet:

$$\text{für die Lokomotive } Z_1 = L\left(3{,}8 + 0{,}9\ V\frac{V+30}{1000}\right)$$

$$\text{für die Wagen } Z_2 = W\left(1{,}6 + 0{,}3\ V\frac{V+50}{1000}\right)$$

[1]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1902, Seite 1068.

Hierin bedeutet:

L das Lokomotivgewicht in tons;
W „ Wagengewicht „ „ ;
V die Geschwindigkeit in Km.-St.

$$\text{Daher: } L_1 = 76 \left(3{,}8 + 0{,}9 \, . \, 120 \frac{150}{1000}\right)$$
$$= 76\,(3{,}8 + 16{,}2) = 76 \, . \, 20{,}0 = 1520{,}\text{—}\ \text{kg}$$
$$L_2 = 180 \left(1{,}6 + 0{,}3 \, . \, 120 \frac{170}{1000}\right)$$
$$= 180\,(1{,}6 + 6{,}1) = 180 \, . \, 7{,}7 = 1380{,}\text{—}\ „$$
$$\text{Zus. } 2900{,}\text{—}\ \text{kg}$$

In Pferdestärken ist die von der Lokomotive zu liefernde Leistung bei 120 Km.-St. bzw. 33,3 m-Sek.:

$$\frac{2900}{75} \cdot 33{,}3 = \sim 1290 \text{ HP.}$$

Wenn man hiervon die auf S. 20 berechnete Verringerung an Luftwiderstandsarbeit von $\sim$ 300 HP abzieht, so erhält man eine von unserer Lokomotive tatsächlich zu leistende Arbeit von $\sim$ 990 HP.

Nach den Borries'schen Versuchen verbrauchte eine $^2/_4$ Überhitzermaschine[1]) 7,7 kg Dampf pro Stunden-Pferdekraft. Bei durchschnittlich 990 HP würden wir demnach

990 . 7,7 = 7640,— kg Dampf pro Stunde verbrauchen.

Also bei 126 qm wasserberührter Heizfläche, welche nach Abzug von 20 qm für Heizung und Beleuchtung zur Zugbeförderung zur Verfügung stehen, $\frac{7640}{126} = 60{,}6$ kg/qm, was zulässig erscheint. Nach den Versuchen von v. Borries wurden 59 kg Dampf pro Stunde auf 1 qm direkterHeizfläche produziert.

Wasservorrat.

Die Lokomotive ist mit der Ramsbottomschen Wasserschöpfvorrichtung versehen. Nach dem Wortlaut der Aufgabe kann alle Stunde Wasser während der Fahrt genommen werden. Während einer Stunde werden bei einer Anstrengung der gesamten wasserberührten Heizfläche von 60,6 kg/qm, wobei also auch der Dampf aller Nebenmaschinen gedeckt wird, wie Heizung, Licht usw., an Wasser verbraucht:

$$60{,}6 \, . \, 146{,}33 = 8750 \text{ kg.}$$

---

[1]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1902, S. 1068.

[2]) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1902, S. 11.

Der gesamte Wasservorrat beträgt nach S. 24 8650 kg und würde demnach etwas knapp sein. Es läßt sich jedoch nach dem Urteil des Geheimrat Garbe[2]), der augenblicklich die meiste Erfahrung mit Überhitzermaschinen besitzt, annehmen, daß die auf den Versuchsfahrten Hannover—Stendal benutzte Maschine No. 86 Mängel, wie Durchlässigkeit der Schieber usw. besaß, die den Wasserverbrauch um 10—20 $^0/_0$ zu hoch machten. Demnach würde der vorhandene Wasserverbrauch unserer Lokomotive genügen.

Brennmaterialvorrat.

Die Rostfläche ist 2,35 qm groß, d. h. $\frac{2{,}35}{146{,}33} = \frac{1}{62{,}3}$ der wasserberührten Heizfläche und $\frac{2{,}35}{180{,}33} = \frac{1}{76{,}5}$ der gesamten Heizfläche, was beides zulässige Werte darstellt.

Nach v. Borries braucht die Überhitzermaschine No. 86 zur Verdampfung von 6,44 kg Wasser 1 kg Kohle. Da wir nun aber Teerfeuerung vorgesehen haben, der Teer aber statt 7500 W. E. wie Steinkohle $\sim$ 10000 W. E. pro 1 kg besitzt, so ist die nach Aufgabestellung während 3 Stunden benötigte Brennstoffmenge bei 8750 kg Dampf pro Stunde:

$$3 \cdot \frac{8750}{6{,}44} \cdot \frac{7500}{10000} = 3050{,}0 \text{ kg},$$

während der Vorrat 3,3 t beträgt.

Lokomotivmaschine.

Dieselbe besteht aus 4 gleich großen Hochdruckcylindern von je 380 mm ∅ und 500 mm Hub bei 2130 mm Treibraddurchmesser. Die sekundlichen Umdrehungen betragen bei 120 Km.-St. fünf, woraus sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu 2 . 0,5 . 5 = 5 m/Sek. ergibt. Um 990 HP zu leisten, muß der mittlere wirksame Dampfüberdruck auf den Kolben folgender sein:

$$N = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p_i \cdot v_m}{75} = \frac{4 \,.\, 1110 \,.\, p_i \,.\, 5{,}0}{75}$$

$$p_i = 3{,}31 \text{ Atm.}$$

Hierzu gehört bei 11 atm Admissionsspannung[1]) eine Füllung von ca. 20 $^0/_0$.

Die Gründe, die zur Ausführung von 4 Hochdruckcylindern geführt haben, d. h. einer Maschine ohne Verbundwirkung der Cylinder, liegen rein

[1]) Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen, 1902, Band 50, Tafel V.

äußerlich zunächst darin, daß man, weil die Niederdruckcylinder als diejenigen mit den schweren Triebwerksmassen zwischen die Rahmen hätten gelegt werden müssen, infolge der großen Schieberkästen usw. die Plattform, auf der die vorderen Bedienungsmannschaften stehen, noch höher hätte legen müssen. Sie liegt jetzt 1850 mm über Schienenoberkante. Es wäre in diesem Falle nicht mehr möglich gewesen, den für eine Mannesgröße bis zum Dach der Lokomotive nötigen Raum zu behalten.

Daneben wirkte die Erkenntnis, daß die hin- und hergehenden Triebmassen am Hubende durch die Dampfkompression möglichst aufzufangen sind, um zu vermeiden, daß große Stöße in die Triebwerkslager gelangen. Die letzteren würden sich sonst sehr bald ausschlagen.

Bei 120 Km -St., d. h. 5 Umdrehungen der Triebräder pro Sekunde, ist die Kurbelgeschwindigkeit:

$$0{,}5 \cdot \pi \cdot 5 = 7{,}84 \text{ m/Sek.}$$

Demnach ist die Beschleunigung, wenn

r Kurbellänge = 0,25 m und

g Beschleunigung durch Erdschwere bedeutet,

$$\frac{\frac{v^2}{r}}{g} = \frac{\frac{7{,}84^2}{0{,}25}}{9{,}81} = 24{,}9 \text{fach das Gewicht der hin- und hergehenden Teile}$$

oder mit Berücksichtigung der endlichen Schubstangen

$$(1 \pm \lambda) \cdot 24{,}9 = 1{,}095 \cdot 24{,}9 \text{ bzw. } 0{,}905 \cdot 24{,}9$$

$= 27{,}2$ bzw. $23{,}5$fach das Gewicht der hin- und hergehenden Triebwerksteile.

Schubstange = 2650 mm

λ = Kurbellänge : Schubstangenlänge

$$= \frac{250}{2650} = \frac{1}{10{,}6}$$

Bei einer Geschwindigkeit von 150 Km.-St. erhöhen sich die Werte der Beschleunigung auf

$$27{,}2 \cdot \frac{150^2}{120^2} = 42{,}6 \text{ bezw. } 23{,}5 \cdot \frac{150^2}{120^2} = 35{,}2.$$

Da die hin- und hergehenden Triebwerksteile jedes inneren Cylinders 327 kg wiegen, so ergibt sich bei 150 Km. St. pro inneren Cylinder ein maximaler Beschleunigungsdruck von $42{,}6 \cdot 327 = 13900$ kg = 13,9 t, was bei einer wirksamen Kolbenfläche von 1084 qcm einem Atmosphärendruck von $\frac{13900}{1084} = 12.8$ Atm. Überdruck entspricht.

Um demnach einen möglichst großen Teil der Massenkraft durch die Dampfkompression aufzufangen, muß man entsprechend dem Kesseldruck von 12 Atm. mit der Kompression bis zu dem Admissionsdruck von

~ 11 Atm. gehen. Eine Kompression darüber hinaus wäre wirtschaftlich zu verwerfen. Wenn die inneren Cylinder nun Niederdruckcylinder von je ca. 2200 ccm wirksamer Kolbenfläche wären, so wäre der notwendige Kompressionsdruck 6,4 atm, da die Triebwerksgewichte nicht schwerer zu werden brauchten. Dieser Kompressionsdruck von 6,4 Atm. liegt nun freilich im Rahmen des Erreichbaren; es würde aber der für den Hochdruckcylinder zur Verfügung stehende Kompressiousdruck von ~ 5,4 Atm. bei seinem Triebwerksgewicht nicht mehr genügen.

Konstruktion und Gewichte der Triebwerksteile.

Die Triebswerksteile der äußeren Cylinder sind so leicht, wie es mit der notwendigen Festigkeit nur irgend vereinbar war, gemacht. Die Kolbenstange ist hohl gebohrt. Der Kolben ist aus Stahlguß. Da beide nur geringes Gewicht haben, ist von der Verlängerung der Kolbenstange über die Kolben hinaus abgesehen worden. Die inneren Triebwerksteile müssen zur Erreichung der Schlickschen Massenausgleichung entsprechend schwerer werden. Der Kolben besteht aus einem massiven Schmiedeeisenblock. Die Kolbenstange ist nicht ausgebohrt und über den Kolben hinaus verlängert, wodurch Mehrgewicht erreicht wird, und die Kolbenringe den schweren Kolben nicht zu tragen brauchen. Kreuzkopf und Schubstange sind entsprecheud schwerer.

Die hin- und hergehenden Gewichte sind

pro einen äußeren Cylinder:	
Kolben mit Stange	85 kg
Kreuzkopf	70 „
ca. halbe Schubstange	50 „
	205 kg
pro einen inneren Cylinder:	
Kolben mit Stange	160 kg
Kreuzkopf	100 „
ca. halbe Schubstange	67 „
	327 kg

Die äußeren Gewichte verhalten sich zu den inneren Gewichten wie

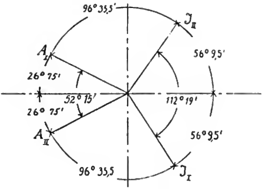
$$\frac{205}{327} = \frac{1}{1{,}6}.$$

Dieses Gewichtsverhältnis ergibt sich unter Anwendung der auf Seite 14 angegebenen Formeln:

$$1)\ \frac{A}{J} = \frac{\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\frac{\alpha}{2}} \qquad 2)\ \frac{L}{l} = \frac{\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \qquad 3)\ 2\cos\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\gamma}{2} = 1.$$

Wenn in Formel 3

$\measuredangle \alpha = 52^0\ 15'$ Also $\frac{\alpha}{2} = 26^0\ 75'$ ist



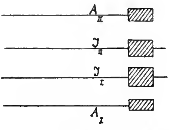
$$\lg {}^1/_2 = 1{,}698970 - 2$$
$$\lg \cos \frac{\alpha}{2} = 0{,}953197 - 1$$
$$0{,}745773 - 1$$

$$\frac{\gamma}{2} = 56^0\ 9{,}5'$$

$$\frac{A}{J} = \frac{\cos \frac{\gamma}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$\lg \cos \frac{\gamma}{2} = 1{,}745773 - 2$$
$$\lg \cos \frac{\alpha}{2} = 0{,}953197 - 1$$
$$0{,}792576 - 1$$

$$\frac{A}{J} = 0{,}62026 = \frac{1}{1{,}615} \sim \frac{1}{1{,}6}$$



Daß die Annahme des $\measuredangle \alpha$ zulässig ist, geht aus der konstruktiven Ausführbarkeit der gegenseitigen Entfernung der Cylindermitten hervor.

$L = 2040$ mm angenommen.

$$l = \frac{L \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}$$

$$\lg 2040 = 3{,}309630$$
$$\lg \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0{,}690582 - 1$$
$$3{,}000212$$
$$\lg \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = 0{,}173604$$
$$2{,}826608$$

$l = 670{,}082$ mm $= \sim 670$ mm was ausgeführt.

Ungleichförmigkeit des Tangentialdruckes.

Der Schlickschen Kurbelanordnung wird vielfach der Vorwurf gemacht, daß sich bei ihr der Ungleichförmigkeitsgrad der am Triebradumfang gemessenen Tangentialkraft im Vergleich zu den Viercylindermaschinen mit Kurbelanordnung unter 90° schlechter stellt. Die von Marineoberbaurat v. Jaski[1]) angestellten Nachrechnungen zeigen jedoch

[1]) Zeitschrift „Schiffsbau". Heft vom 23. Juni 1900.

daß bei den Hauptmaschinen der Kriegschiffe Baden, Württemberg und Vineta mit 4 Kurbeln unter 90° Versetzung das Verhältnis des maximalen Tangentialdruckes zum mittleren im Mittel 1,28 ist und bei den Viercylinder-Schlickmaschinen der Schiffe Hertha, Victoria Louise, North Lyell und Patricia 1,38. Ein großer Unterschied in der Ungleichförmigkeit des Tangentialdruckes ist demnach nicht zu konstatieren.

Vermehrung des Gewichts der inneren Triebwerke.

Vom theoretischen Standpunkte aus betrachtet, kann man eigentlich nicht sagen, daß bei dem Schlickschen Massenausgleich Gegengewichte ganz vermieden sind, da man die lediglich zum Zwecke des Massenausgleiches vorgenommene Gewichtsvermehrung der inneren Triebwerksteile doch als eine Art toter Massen, also eine Art von Gegengewichten bezeichnen muß. Der für Lokomotiven wesentliche Vorteil des Schlick-Systems besteht aber darin, daß diese toten Massen zu der abgeforderten Masse der Lokomotive gehören und das unabgeforderte Gewicht der Radsätze nicht vermehren, was ein Nachteil jedweden, in den Treibrädern angebrachten Gegengewichtes ist.

Befestigung der Cylinder.

Die beiden inneren Cylinder bilden mit ihren zusammengehörigen Schieberkästen ein festes Gußstück und stellen eine vorzügliche Verbindung der Rahmen dar. Die beiden äußeren Cylinder sind für sich an die Rahmen angeschraubt.

Dampfschieber.

Die Dampfschieber sind als Kolbenschieber mit innerer Einströmung nach der, von Garbe-Schmidt für Heißdampflokomotiven angewandten Konstruktion ausgeführt. Der Kolbendurchmesser beträgt 135 mm. Die Dampfwege sind so gewählt, daß sich die größte Dampfgeschwindigkeit zu 75 m/Sek. ergibt.

Steuerungen.

Der Antrieb der Kolbenschieber wird durch 4 in ihren Dimensionen vollkommen gleiche Heusinger-Steuerungen besorgt. Die Steuerung gestattet eine Veränderung der Füllung von 0—70 %.

Führerstand.

Über den Cylindern befindet sich der Führerstand, dessen Fußboden 1,85 m über Schienen-Oberkante liegt. Bei der Riesen-Lokomotive von

Schneider & Co. in Creuzot (Pariser Weltausstellung 1900) beträgt die Höhe des Führerstandes 1,95 m. Trotz unserer geringeren Höhe ist es möglich gewesen, zwischen dem Fußboden des Führerstandes und den obersten Teilen der Dampfcylinder einen Luftzwischenraum zu lassen, welcher auf der Fahrt durch neu hinzutretende Luft selbsttätig sich abkühlen wird. Es ist hierauf besonders Bedacht genommen, weil die Dampfzuführungsrohre sich über den Cylindern befinden, und der Dampf Temperaturen von über 300° später aufweisen soll. Es machte sich daher die Rücksicht, den Fußboden des Führerstandes nicht zu warm werden zu lassen, sehr geltend.

Zu diesen vorderen Führerstande werden sämtliche, der Bedienung des Führers obliegenden, Teile wie Regulierung der Dampfzuströmung, Umsteuerungsmechanismus, Bremsapparat, Dampffeife u. s. w. hingeleitet, und wird das sich dort ergebende Bild dem Führerstande bei elektrischen Lokomotiven ähneln.

Wenn man die Rauchkammertür öffnen will, muß man den federnden Holzfußboden des Führerstandes wegnehmen, und tritt der betreffende Heizer dann auf eine Eisenplatte, welche an dem Rahmen befestigt ist.

Wasserbehälter.

Rings um den vorderen Führerstand, wie hinten um den Heizerraum sind die Wasserbehälter angeordnet, deren Oberkannte 2,75 m über Schienen-Oberkante liegt. Um während der Fahrt frisches Wasser zu nehmen, ist die, in England und Amerika gebräuchliche Vorrichtung zur Wassernahme aus einer zwischen den Schienen liegenden Rinne eingebaut. Für Wassernahme auf den Stationen sind rechts und links neben dem Heizerstande zwei, aus dem Lokomotivhaus herausdrehbare Rohre angebracht, deren Oberkante zur Zeit der Wassernahme 2,75 m über Schienen-Oberkante liegt. Es können die Behälter also aus den Wasserkränen, die nach den technischen Vereinbarnngen konstruiert sind, gefüllt werdeu. Der vordere Wasserbehälter ist mit dem hinteren durch zwei, uuter den Längslaufgängen der Lokomotive verlegte Röhren von 160 mm Durchmesser verbunden. Der große Durchmesser ist uotwendig geworden, um während der Wasseraufnahme bei der Fahrt die in diesen Röhren sich ergebende Wassergeschwindigkeit von 7 m-Sec. nicht noch mehr zu erhöhen. Da Teile des vorderen und hinteren Wasserbehälters tiefer liegen als die beiden in Frage stehenden Verbindungsrohre, so sind die tiefergelegenen Teile der Behälter natürlich noch durch ein kleines Rohr verbunden, so daß das Wasser aus dem vorderen Behälter bis zum letzten Rest nach dem hinteren Behälter selbsttätig hinüberfließen kann. Das Wassersteigerohr bei der Wasserentnahme während der Fahrt hat 250 mm Durchmesser, ist am oberen Ende stumpf abgeschnitten und wird durch diese Maßnahme die Reaktion des Wassers gegen die Oberseite des

Wasserbehälters auf die Hälfte des Druckes zurückgeführt, der entsteht, wenn das obere Ende des Steigerohres sich wie bei den englischen Ausführungen um 90° umbiegt. Der, gegen die obere Wandung des Behälters gerichtete, Wasserdruck wird direkt durch das Steigrohr und kleine angenietete Blechstreifen aufgenommen.

Die Höhe der Oberkante der Wasserbehälter über dem Fußboden des Führerstandes ist 0,9 m und stören die Wasserbehälter daher in keiner Weise die freie Aussicht des Führers auf die Strecke.

Wasserentnahme während der Fahrt.

Die zur Verfügung stehende nutzbare Länge der Wasserrinne zwischen den Schienen sei 500 m. Da die Wasserbehälter der Lokomotive 8,65 cbm Wasser aufnehmen können, so müssen 17,5 l pro lfm Rinne aufgenommen werden.

Als Prinzip für die Konstruktion dieser Ramsbottomschen Vorrichtung muß gelten, daß die Lokomotive zur Überwindung der Druck- und Widerstandshöhe nicht zu schnell zu fahren hat, weil sonst die Wasserwege zu weit gemacht werden müssen. Wenn angenommen wird, daß die Lokomotive während Wasserentnahme mit 60 Km.-St. fährt, d. h. mit 16,7 m/Sek., so ist die sekundlich zu fördernde Wassermenge

$$16{,}7 \cdot 17{,}5 = 290 \text{ Liter pro Sek.} = 0{,}29 \text{ cbm/Sek.}$$

Die Wassergeschwindigkeit im Steigerohr von 250 mm l. W.

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{0{,}290}{0{,}049} = 5{,}9 \text{ m/Sek.}$$

Die notwendige Geschwindigkeit zur Überwindung des statistischen Druckes von ~ 3 m ist

$$v = \sqrt{2gh} = 7{,}7 \text{ m/Sek.}$$

Es verbleiben demnach bei einer Zuggeschwindigkeit von 16,7 m/Sek. an Geschwindigkeit zur Überwindung der Widerstände durch Rohrreibung, Rohrkrümmung usw.

$$16{,}7 - 5{,}9 - 7{,}7 = 2{,}1 \text{ m/Sek.,}$$

was genügend erscheint.

Lokomotivhaus.

Die Höhe des Fußbodens ist bei der ganzen Lokomotive dieselbe.

Die beiden Seitengänge längs des Kessels gestatten eine, während der Fahrt ungehinderte Verbindung des vorderen und hinteren Personals.

Das Dach der Lokomotive ist ebenso wie die Seitenwände aus 3 mm starken Blechen gemacht. Die vordere Wand der Lokomotive ist zum Zweck der freien Aussicht mit 5, bis an das Dach reichenden, Fenstern versehen. Den Raum links und rechts vom Kessel erleuchten einige

kleine runde Fenster und den Heizerstand der obere Teil der hinteren Tür sowie einige Fenster daneben. Die vordere Tür, welche direkt zum Führerstande führt, ist bis oben hin geschlossen gedacht, weil bei der großen Geschwindigkeit von 120 km ein unerträglich starker Luftzug sich in dem hinteren Teile der Lokomotive bilden würde, wenn die vordere Tür nicht vollkommen geschlossen ist. Die Türen sind als Schiebetüren gedacht.

Die Ventilation des vorderen Teiles des Lokomotivhauses geschieht durch größeres oder geringeres Schließen von zwei Ventilationsröhren, welche in der Vorderseite der Lokomotive ihre Luft entnehmen. Die Heizertüren reichen nicht, wie bereits bemerkt, bis oben hin, um einerseits kühlende Luft in den Raum vor der Feuertür zu bekommen, andererseits um Licht zur Bedienung der Armatur zu gewinnen.

Rahmen.

Der Rahmen der Lokomotive besteht aus zwei 25 mm starken Blechen von insgesamt 14,2 m Länge. Die Rahmenverbindungen sind von vorn nach hinten folgende:

1) die vordere Pufferbohle,
2) die Cylinder, welche auch den Drehzapfen sowie die seitlichen Druckauflager für das vordere Drehgestell bilden, (vergl. Zeichn. Blatt VII und X),
3) das senkrechte Stehblech, an dem die Geradführungen und Steuerungsteile befestigt sind,
4) drei senkrechte Stehbleche zwischen den beiden Treibachsen
5) zwei senkrechte Stehbleche hinter dem Kessel, welche den Anschluß an das Drehgestell liefern und auch zur Aufnahme der Zugvorrichtung dienen und
6) die hintere Pufferbohle.

Um den Rahmen in horizontaler Ebene zu versteifen, dient zuförderst das schwere Gußstück der beiden inneren Cylinder.

In dem Raum zwischen den Cylindern und dem Stehblech, an dem die Steuerungsteile befestigt sind, dienen zur direkten Aufnahme der Kolbenkräfte die vier Geradführungen der 4 Cylinder und ein Kreuz aus Rundeisen, welches über den Steuerungsteilen liegt. Derartige Rundeisenkreuze sind bei Torpedoboot-Ständermaschinen eine beliebte Diagonalversteifung.

Da bis zur Treibachse die verschiedenfachen Kolbenkräfte noch Diagonalversteifung nötig machen, so sind zwei horizontale Bleche zwischen dem Stehblech mit den Steuerungsteilen und dem ersten Stehblech hinter der Treibachse eingebaut. Diese horizontalen Bleche haben natürlich die, für den Ascheufall wie für die Steuerungsteile und Pleuelstangen benötigten Ausschnitte. Zwischen den beiden Treibachsen befindet sich noch

ein horizontales Blech, welches in die Mittellinie der Treibachse zur direkten Aufnahme etwa entstehender Diagonalkräfte an die Rahmenbleche angenietet ist.

Achsen.

Die Achsen der Triebradsätze sind zum Zwecke der Gewichtserleichterung der Länge nach ausgebohrt. Um die Ventilatorwirkung der Räder zu vermeiden, sind dieselben beiderseitig mit Blechplatten belegt. Die Gegengewichte der Triebräder dienen ausschließlich zum Ausgleich der rotierenden Massen.

Unabgefederte Lasten.

	Laufachse	Laufachse	Kuppelachse	Treibachse	Laufachse	Laufachse
1 Achse mit Rädern	1165	1165	3360	3615	1165	1165
2 Achsbuchsen	125	125	244	244	125	125
2 Federträger	—	—	27	27	—	—
2 kompl. Federn	120	120	141	141	120	120
4 halbe Plegelstangen	—	—	—	220	—	—
2 halbe Kuppelstangen	—	—	125	125	—	—
4 halbe Exzenterstangen	—	—	—	80	—	—
Blechverkleidung bz Packholz	100	100	200	200	100	100
Summa:	1510 kg	1510 kg	4097 kg	4652 kg	1510 kg	1510 kg

Beleuchtung.

Die Lokomotive wird durch 2 Fettgaslampen erhellt, von denen die eine am Führerstande angebracht ist und zwar so, daß der Führer selbst von der Lampe nicht geblendet wird. Die andere Lampe befindet sich im Heizraume, wo sie zugleich ihren Schein sowohl auf die Kesselarmatur wie auf die elektrische Lichtmaschine wirft. Die elektrische Lichtanlage, bestehend aus einer Dynamo und Lavalschen Dampfturbine, ist auf der Decke des Teerbehälters montiert und unterliegt der in diesem Falle sehr bequemen Wartung des Heizers.

Die Grösse der Dampfturbine beträgt etwa 15 HP.

Sandstreuer.

Zum Zweck des besseren Anfahrens ist die Lokomotive mit einem Greshamschen Sandstreuer versehen. Der Sandkasten liegt so auf der Lokomotive, daß der Sand nach beiden Treibachsen gelangen kann. Die Anordnung des Bremsgestänges der Lokomotive ist so gedacht, daß drei Bremscylinder vorgesehen werden, von denen der größte den Bremsdruck für die beiden Treibachsen liefert und die beiden anderen Bremscylinder auf dem vorderen und hinteren Drehgestell montiert sind.

Bremsung.

Als Bremsen für die Lokomotive sowie für die Wagen ist neben einer Handbremse für die Lokomotive die Westinghouse-Luftdruckbremse vorgesehen, deren Bremsklötze auf die Radbandagen wirken sollen. Bei den Versuchsfahrten[1]) der elektrischen Studiengesellschaft hat sich nun eine unzulässige Erhitzung der Bremsklötze und Radbandagen bei dieser Art der Bremsung herausgestellt. Um der Erwärmung entgegenzutreten, wurden zuerst die Bremsklötze größer ausgeführt, um die Abkühlungsfläche zu vermehren. Später hat man Bremsklötze mit Wasserkühlung zur Anwendung gebracht. Von diesen mit Wasser gekühlten Klötzen kann man aber nicht annehmen, daß sie sich im regulären Betriebe bewähren werden, da die Möglichkeit der Eisbildung und Zusammenfrierens von Bremsklotz und Bandage durch Leckwasser zu groß ist. Wenn man die Verminderung der Erwärmung der Radbandagen ins Auge faßt, so könnte man noch daran denken, die Hauptbremsarbeit auf besondere Bremsscheiben zu übertragen, wie solche bei Zahnradbahnen auf der Achse angebracht werden. Von dieser Komplikation, die zugleich eine Vermehrung der unabgefederten Gewichte mit sich bringt, kann man jedoch aus folgendem Grunde absehen. In unserem Zuge sind sämtliche Achsen gebremst. Wenn man nun das Gewicht der sämtlichen Radbandagen des Zuges ausrechnet und zu dem Gewicht des Zuges in Verhältnis setzt, so findet man, daß das, uns pro ton Zuggewicht zur Verfügung stehende Bandagengewicht 1,6 mal größer ist, als bei dem Wagen[2]) der Studiengesellschaft, nämlich:

Elektrischer Wagen:

12 Räder von 1250 mm ∅ mit zusammen 47,2 m Radumfang bei 95 t Zuggewicht: $\frac{47{,}2}{95} = 0{,}5$ m/t.

Dampfschnellbahnzug:

56 Räder von 1000 mm ∅ und 4 Räder von 2130 mm ∅ mit zusammen 203 m Radumfang bei 256 t Zuggewicht: $\frac{203}{256} = 0{,}8$ m/t.

Die Quotienten von Radumfang zu Zuggewicht verhalten sich bei den beiden Zugarten wie $\frac{0{,}8}{0{,}5} = 1{,}6$, was oben behauptet wurde.

Die lebendige Kraft des zu bremsenden Zuges wird hauptsächlich in Wärme umgesetzt, die sich in den Bremsklötzen und Radbandagen aufgespeichert und zu dem Blauanlaufen der Bandagen des elektrischen Schnellbahnwagens geführt hat. Wenn wir nun das 1,6 fache Bandagen-

[1]) Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen, 1902, S. 210.
[2]) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, 1901, S. 1371 und Tafel XXV.

gewicht pro ton Zuggewicht haben, so werden unsere Bandagen natürlich nur ~ 0,6 mal so warm, als bei einer gleichartigen Bremsung des Schnellbahnzuges; hierdurch wird ein Teil der Unzuträglichkeiten aus dem Wege geräumt sein.

Größte Lokomotivgeschwindigkeit in Rücksicht auf die freien Kräfte und freien Momente.

Hinsichtlich der nach außen tretenden freien Kräfte kann die vorliegende Schlick-Maschine jede Geschwindigkeit annehmen, da die Summe der freien Kräfte stets gleich Null ist.

Wenn man die Größe der freien Momente danach bestimmt, daß deren Summe im Höchstfalle dem größten freien Moment der, mit Gegengewichten in den Rädern ausgestatteten, preußischen Normalschnellzugmaschine bei 90 km stündlicher Fahrgeschwindigkeit sein darf, so trifft unter der Voraussetzung, daß auch die Kuppelachse Gegengewichte zum Ausgleich hin- und hergehender Bewegung nach den Bestimmungen der „Technischen Vereinbarungen“ erhält, folgende Rechnung zu:

Größtes freies Moment der Normalschnellzugmaschine nach Fig. 1, Blatt No. IV:

$$160 - 2 \cdot 27 = 160 - 54 = 106 \text{ mm.}$$

Größtes freies Moment der Schlick-Maschine nach Fig. 5, Blatt No. IV:

45 mm.

$$\text{Schlick-Moment}_{max} : \text{Normalmoment}_{max} = \frac{45}{106} = 42{,}4\ \%.$$

Wenn man jetzt die Verhältnisse der in Fig. 5 Blatt No. IV dargestellten Schlick-Maschine auf die Abmessungen der im vorliegenden Projekt dargestellten Schlick-Maschine reduziert, so verringert sich der Hub von 540 mm auf 500 mm und das äußere Triebwerksgewicht von 270 kg auf 205 kg.

Die konstruierte Schlick-Maschine hat bei 120 Km.-St. demnach ein freies Schlingermoment von

$$42{,}4 \cdot \frac{205}{270} \cdot \frac{500}{540} = 29{,}8\ \%$$

der Normalschnellzugmaschine bei 90 Km.-St.

Da sich die Schlingermomente wie die Quadrate der Fahrgeschwindigkeiten verhalten, so ist unser Schlingermoment bei 150 Km.-St.

$$29{,}8 \cdot \frac{150^2}{120^2} = 46{,}6\ \%.$$

Um ein gleiches Schlingermoment zu erreichen, wie die Normalmaschine bei 90 Km.-St., müßte unsere Schlick-Maschine

$$x^2 = 120^2 \cdot \frac{100}{29{,}8} = 220^2$$

220 km pro Stunde zurücklegen. Es stellt demnach die Schlicksche Massenausgleichung ein Mittel dar, um, was die freien Massenwirkungen anbelangt, die heutige Dampflokomotive jede, in der nächsten Zeit billigerweise zu wünschende Geschwindigkeit mit genügender Betriebssicherheit laufen zu lassen. Freilich muß man sich andererseits nicht verhehlen, daß, wenn die vorliegend konstruierte Lokomotive 220 Km.-St. laufen sollte, ihre Triebwerksteile stärker gemacht werden müßten. Dieselben werden also schwerer und die vorbezeichnete Größe des freien Schlingermomentes von 100 % würde bereits bei einer etwas früheren Geschwindigkeit als 220 Km.-St. erreicht.

Bau der Wagen.

Der Zug besteht außer der Lokomotive aus vier Durchgangswagen, von denen der vorderste als ein kombinierter Restaurations- und Gepäckwagen ausgebildet ist. Desgleichen ist die Zuschärfung des letzten Wagens zur Unterbringung eines Gepäckabteils verwandt worden, da sich dieser Raum für den Aufenthalt von Reisenden nur wenig eignen würde, und auf diese Weise ein Schutzabteil für etwa von hinten auflaufende Züge gebildet wird. Aus dem gleichen Grunde schließt sich der vordere Gepäckraum direkt an die Lokomotive an. Es sind im ganzen 143 Sitzplätze vorhanden. Das Gewicht der Wagen mit Personen wird nicht über 180 t, d. h. im Mittel 45 t pro Wagen hinausgehen.

Der ruhige Gang der Fahrzeuge ist dadurch zu erzielen versucht, daß sie sehr lang sind und mit je zwei dreiachsigen Drehgestellen versehen sind, die bei Achsdefekten mehr Sicherheit als zweiachsige Truks gewähren und ein sanfteres Befahren der Schienenstöße zeigen. Die Wagen haben dreifache Abfederung. Die Zugstange geht nicht durch, was bei der reichlich schweren Konstruktion der Wagenkastenuntergestelle einmal nicht mehr nötig ist, und zweitens für besonders schnellfahrende Lokomotiven, denen erfahrungsmäßig das Anziehen öfters Schwierigkeiten bereitet, den Vorteil hat, daß das Anziehen erleichtert wird. Damit jedoch trotz des Federauszuges ein stetes Anliegen der Bufferscheiben gewährleistet bleibt, ist die auf Blatt No. III zur Darstellung gelangte Bufferausgleichvorrichtung angewandt. Die Räder sind zum Zweck der Verringerung des Luftwiderstandes und um weniger Staub aufzuwirbeln, mit Pockholz ausgeschlagen.

Beleuchtung der Wagen.

Die Beleuchtung der Wagen geschieht durch elektrische Glühlampen, deren Verteilung und Stromverbrauch sich aus der folgenden Tabelle ergibt:

Schlußwagen:						
12 Deckenlampen	à 20 NK.	zu 1,2 Amp.	14,4 Amp.			
8 Flurlampen	à 12 „	„ 0,8 „	6,4 „			
24 Leselampen	à 6 „	„ 0,4 „	9,6 „	30,4 Amp.		
Mittelwagen:						
14 Deckenlampen	à 20 NK.	zu 1,2 Amp.	16,8 Amp.			
9 Flurlampen	à 12 „	„ 0,8 „	7,2 „			
28 Leselampen	à 6 „	„ 0,4 „	11,2 „	35,2 „		
Mittelwagen do.				35,2 „		
Speisewagen:						
12 Deckenlampen	à 20 NK.	zu 1,2 Amp.	14,4 Amp.			
7 Flurlampen	à 12 „	„ 0,8 „	5,6 „			
8 Leselampen	à 6 „	„ 0,4 „	3,2 „	23,2 „		
		Gesamter Stromverbrauch		124,0 Amp.		

Da der gesamte Stromverbrauch bei einer Netzspannung von 60 Volt $\sim$ 130 Amp. beträgt, so ist die notwendige Leistung der Dynamo

$$130 \cdot 60 = 7800 \text{ VA}.$$

Bei einem Gesamtwirkungsgrad der Dynamo von 80% ist die notwendige effektive Leistung der Dampfturbine 13 HP.

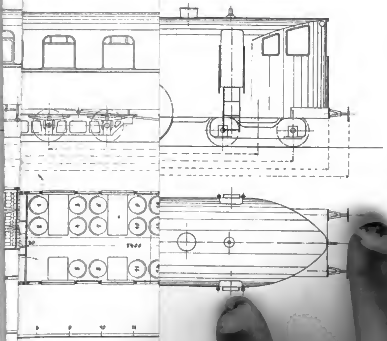
Lüftung der Wagen.

Die Lüftung der Wagen geschieht durch elektrisch betriebene Ventilatoren, von denen je zwei pro Wagen vorgesehen sind. Es sind daher jegliche Ventilatorenköpfe auf den Wagendächern vermieden, und auch während des Aufenthaltes auf den Stationen eine Ventilation ermöglicht.

Der leer gedachte Wagen hat $\sim$ 90 cbm Rauminhalt. Nach Hütten-Taschenbuch genügt für mittlere Räume, wenn Zugwirkung vermieden werden soll, ein fünfmaliger Luftwechsel pro Stunde. Bei zwei Ventilatoren pro Wagen hat jeder zu leisten $\frac{90 \cdot 5}{3600 \cdot 2} \sim 0{,}6$ cbm/Sek. Nach Schiele & Co. in Frankfurt a. M. hat ein solcher Ventilator 350 mm Flügelraddurchmesser bei 1500 Touren und braucht $\sim \frac{1}{5}$ HP zum Antrieb.

Infolge des Antriebes der acht im Zuge befindlichen Ventilatoren werden 2 HP an elektrischer Energie mehr verbraucht und die Höchstleistung der Dampfturbine muß demgemäß 15 HP betragen

Blatt №1.

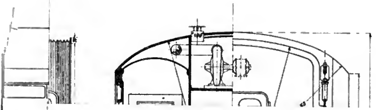


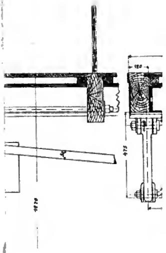
Photolith. d. geogr. lith. ...

Blatt No 2.

XII

120

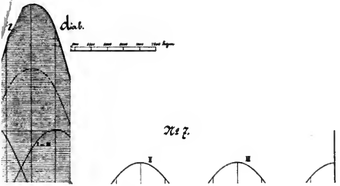




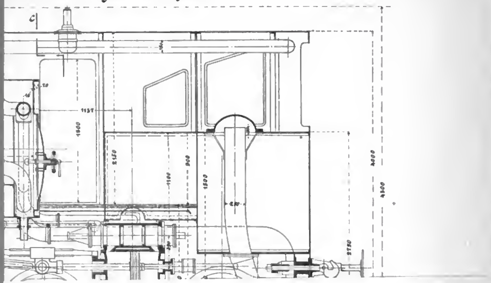
an

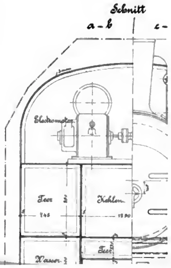
120 ku

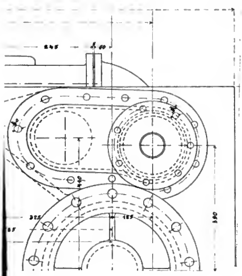
Blatt Nr 4.



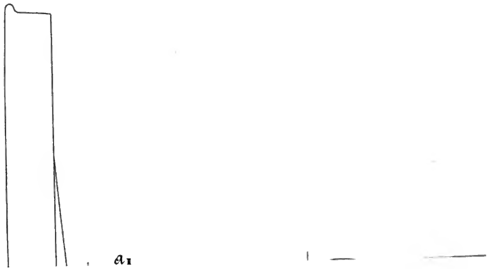
…ittl. stündl. Geschwindigkeit.

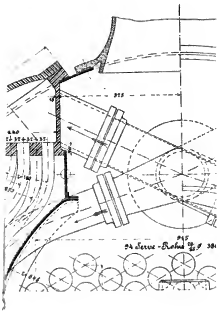


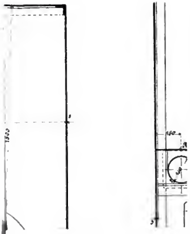

Schnitt
a – b
c –
Electromotor
Teer
745
Kohlen
1590
Teer
Wasser



Blatt №: 8.




94 Serve-Rohre


160